

TUGAS AKHIR - TM0141585

**KARAKTERISASI UNJUK KERJA MESIN DIESEL  
SISTEM *DUAL FUEL* BIODIESEL-SYNGAS HASIL  
GASIFIKASI *PELLET MUNICIPAL SOLID WASTE*  
(MSW) DENGAN VARIASI *MASS FLOW RATE*  
UDARA MENGGUNAKAN BLOWER**

FANDI AHMAD EKABIMARANTO  
NRP. 2115 105 034

Dosen Pembimbing  
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017



TUGAS AKHIR - TM141585

**KARAKTERISASI UNJUK KERJA MESIN DIESEL  
SISTEM *DUAL FUEL* BIODIESEL-SYNGAS HASIL  
GASIFIKASI *PELLET MUNICIPAL SOLID WASTE*  
(MSW) DENGAN VARIASI *MASS FLOW RATE*  
UDARA MENGGUNAKAN BLOWER**

FANDI AHMAD EKABIMARANTO  
NRP. 2115 105 034

Dosen Pembimbing  
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017



**FINAL PROJECT - TM141585**

**PERFORMANCE CHARACTERISATION DUAL  
FUEL DIESEL ENGINE SYSTEM BIODIESEL-  
SYNGAS GASIFICATION OF *PELLET MUNICIPAL  
SOLID WASTE (MSW)* WITH VARIATION OF AIR  
MASS FLOW RATE USING BLOWER**

**FANDI AHMAD EKABIMARANTO**  
NRP. 2115 105 034

Supervisor  
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute Of Technology  
Surabaya 2017

**KARAKTERISASI UNJUK KERJA MESIN DIESEL  
SISTEM DUAL FUEL BIODIESEL-SYNGAS HASIL  
GASIFIKASI PELLET MUNICIPAL SOLID WASTE  
(MSW) DENGAN VARIASI MASS FLOW RATE  
UDARA MENGGUNAKAN BLOWER**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**FANDI AHMAD EKABIMARANTO**

NRP. 2115 105 034

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT. (Pembimbing)  
NIP. 197301161997021001
2. Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc. (Peng  
NIP. 196604021989031002
3. Bambang Arip D, ST, M.Eng. PhD. (Peng  
NIP. 197804012002121001
4. Dr.Ir.Budi Utomo K W, ME. (Peng  
NIP. 195312191981031001

**SURABAYA**

**JULI, 2017**

**KARAKTERISASI UNJUK KERJA MESIN DIESEL  
SISTEM *DUAL FUEL* BIODIESEL-SYNGAS HASIL  
GASIFIKASI *PELLET MUNICIPAL SOLID WASTE*  
(MSW) DENGAN VARIASI *MASS FLOW RATE*  
UDARA MENGGUNAKAN *BLOWER***

**Nama Mahasiswa** : Fandi Ahmad Ekabimaranto  
**NRP** : 2115105034  
**Departemen** : Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT.

**Abstrak**

*Sistem diesel dual fuel adalah diesel yang digerakkan dengan menggunakan dua jenis bahan bakar yaitu bahan bakar gas dan bahan bakar diesel sebagai pilot fuel. Pada diesel dual fuel dengan bahan bakar biodiesel dan syngas hasil gasifikasi pellet municipal solid waste, syngas dimasukkan ke ruang bakar melalui intake manifold, sehingga syngas bercampur dengan udara yang masuk pada ruang bakar. Sistem dual-fuel umumnya mengalami permasalahan pada berkurangnya rasio udara dan bahan bakar. Jumlah udara pembakaran menjadi berkurang disebabkan adanya pemasukan syngas pada intake, hal tersebut menyebabkan AFR menjadi lebih rendah. AFR yang rendah menyebabkan terjadinya campuran yang kaya bahan bakar, sehingga efisiensi thermal menjadi lebih rendah karena bahan bakar tidak terbakar secara menyeluruh. Oleh karena itu pada penelitian dipasang blower sebagai penambah suplai udara masuk. Dengan penambahan suplai udara masuk diharapkan performa dan efisiensi dari mesin diesel meningkat.*

*Karakterisasi unjuk kerja sistem dual-fuel ini dilakukan dengan mengoperasikan mesin diesel pada putaran konstan 2000 rpm dan pembebanan dari 200 W hingga 2000 W dengan interval 200 W. Sistem pemasukan syngas menggunakan mixer venturi secara langsung dari reaktor syngas yang alirannya dianggap konstan. Keberadaan syngas pada ruang bakar menyebabkan*

*jumlah udara pembakaran menjadi berkurang sehingga perlu ditambahkan blower untuk menambah suplai udara pembakaran. Blower diatur kecepatannya dengan cara mengatur arus listrik menggunakan dimmer sehingga dihasilkan variasi mass flow rate yaitu: 0,0048 kg/s; 0,0055 kg/s; 0,0061 kg/s dan 0,0068 kg/s. Mass flow rate dapat diukur dengan membaca tekanan udara pada manometer digital yang terhubung dengan pitot tube pada saluran udara masuk. Pengukuran dilakukan terhadap: arus dan tegangan listrik tiap pembebanan, waktu konsumsi bahan bakar biodiesel 10 ml, temperatur operasi: gas buang, oli mesin, pendingin radiator dan temperatur mesin serta debit syngas yang masuk ke ruang bakar.*

*Hasil penelitian ini didapatkan, dengan penambahan syngas pada sistem dual-fuel dan penambahan mass flow rate udara dapat mensubstitusi biodiesel tertinggi 48,485% dibanding single fuel. Nilai specific fuel consumption (sfc) biodiesel mengalami penurunan tertinggi 41,19% dibanding single fuel. Efisiensi thermal mengalami peningkatan tertinggi 46,4% dari kondisi single fuel. Diesel dual-fuel dengan penambahan mass flow rate ( $\dot{m}$ ) udara dapat menaikkan AFR rata-rata sebesar 44% dibandingkan pada single fuel.*

***Kata kunci : diesel dual-fuel, syngas, biodiesel, mass flow rate, AFR***

# **PERFORMANCE CHARACTERISATION DUAL FUEL DIESEL ENGINE SYSTEM BIODIESEL-SYNGAS GASIFICATION OF *PELLET MUNICIPAL SOLID WASTE (MSW)* WITH VARIATION OF AIR MASS FLOW RATE USING BLOWER**

**Student Name** : Fandi Ahmad Ekabimaranto  
**NRP** : 2115105034  
**Department** : Mechanical Engineering FTI-ITS  
**Supervisor** : Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT.

## **Abstract**

*Fuel diesel system is a diesel powered by using two types of fuel that is fuel gas and diesel fuel as a pilot fuel. In dual fuel diesel with biodiesel fuel and syngas gasification pellet municipal solid waste, syngas inserted into the engine through the intake manifold, so syngas mixed with air intake in the combustion chamber. Dual-fuel systems generally have a problems with reduced air and fuel ratios. The amount of combustion air becomes reduced due to the introduction of syngas in the intake, thus causing the AFR to be lower. A low AFR leads to a fuel-rich mixture, resulting in lower thermal efficiency as the fuel does not burn completely. Therefore, in the study installed a blower as an additional supply of incoming air. With the addition of air supply coming in is expected the performance and efficiency of diesel engines increases.*

*Characterization of dual-fuel system performance is done by operating a diesel engine at 2000 rpm constant speed and loading from 200 W to 2000 W at intervals of 200 W. Syngas input system using venturi mixer directly from syngas reactor whose flow is considered constant. The presence of syngas in the combustion chamber causes the amount of combustion air to be reduced so that the blower needs to be added to increase the combustion air supply. Blower regulated speed by regulating the electric current using dimmers so that the mass flow rate*

*variations are produced: 0.0048 kg / s; 0.0055 kg / s; 0.0061 kg / s and 0.0068 kg / s. Mass flow rate can be measured by reading the air pressure on a digital manometer connected to the pitot tube in the inlet airway. Measurements were made to: electric current and voltage per load, 10 ml biodiesel fuel consumption time, operating temperature: exhaust gas, engine oil, radiator coolant and engine temperature and syngas discharge entering the combustion chamber.*

*The results of this study were obtained, with the addition of syngas on the dual-fuel system and the addition of air mass flow rate can substitute the highest biodiesel 48.485% compared to single fuel. The value of specific fuel consumption (sfc) of biodiesel experienced the highest decrease of 41.19% compared to single fuel. Thermal efficiency experienced the highest increase of 46.4% of single fuel conditions. Diesel dual-fuel with the addition of mass flow rate ( $\dot{m}$ ) air can increase the average AFR by 44% compared to single fuel.*

***Key Words : diesel dual-fuel, syngas, biodiesel, mass flow rate, AFR***



## KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat-Nya sehingga penyusunan laporan tugas akhir yang berjudul **“Karakterisasi Unjuk Kerja Mesin Diesel Sistem Dual Fuel Biodiesel-Syngas Hasil Gasifikasi Pellet Municipal Solid Waste (MSW) Dengan Variasi Mass Flow Rate Udara Menggunakan Blower”** ini dapat diselesaikan dengan baik.

Tugas akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi S1 Teknik Mesin FTI-ITS untuk bisa dinyatakan lulus. Dalam rangka tersebut maka disusunlah tugas akhir ini. Selain itu, tugas akhir ini juga merupakan suatu bukti yang dapat diberikan kepada almamater dan masyarakat untuk kehidupan sehari-hari.

Banyak pihak yang telah membantu sampai selesainya tugas akhir ini oleh karena itu pada kesempatan ini disampaikan terima kasih kepada :

1. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT. selaku dosen pembimbing yang telah memberikan arahan dan bimbingan kepada penulis sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan serta selaku Sekertaris Jurusan S1 Teknik Mesin FTI – ITS.
2. Ir Bambang Pramujati, M.Sc.Eng., Ph.D. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin.
3. Suwarno, ST., M.Sc., Ph.D. selaku Koordinator Tugas Akhir.
4. Dr. Ir. Atok Setiawan, M. Eng. Sc, Ary Bachtiar K. P., ST, MT, PhD dan Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME selaku dosen penguji yang telah bersedia meluangkan waktu, tenaga, pikiran dalam rangka perbaikan tugas akhir ini.
5. Ibu dan ayah tercinta beserta keluarga yang telah mendukung.

6. Bpk. Karmono selaku karyawan Lab Motor Bakar dan Bpk. Sutrisno selaku karyawan Lab Mekanika dan Mesin-mesin Fluida yang telah banyak membantu dalam pengadaan alat-alat dan bahan untuk melakukan penelitian ini.
7. Bapak dan ibu dosen serta seluruh karyawan Program Studi S1 Teknik Mesin FTI – ITS yang telah banyak membantu selama perkuliahan.
8. Cintya Kurnia Dewi yang senantiasa menemani, memberikan motivasi dan dorongan serta membantu dalam penulisan laporan Tugas Akhir ini.
9. Seluruh teman-teman Lab TPBB Teknik Mesin FTI - ITS.
10. Semua pihak yang namanya tidak tercantum di atas yang banyak - banyak membantu kelancaran penyelesaian tugas akhir ini.

Kekurangan atau ketidaksempurnaan tentu masih ada namun bukan sesuatu yang disengaja, hal tersebut semata-mata disebabkan karena ketidaksengajaan. Oleh karena itu kritik dan saran yang membangun sangat diharapkan demi kesempurnaan tugas akhir ini.

Akhir kata, semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi pembaca, terima kasih.

Surabaya, juli 2017

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL .....</b>	<b>i</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN.....</b>	<b>iii</b>
<b>ABSTRAK.....</b>	<b>iv</b>
<b>ABSTRACK.....</b>	<b>vi</b>
<b>KATA PENGANTAR.....</b>	<b>viii</b>
<b>DAFTAR ISI.....</b>	<b>x</b>
<b>DAFTAR GAMBAR.....</b>	<b>xiii</b>
<b>DAFTAR TABEL.....</b>	<b>xv</b>
<b>DAFTAR SIMBOL.....</b>	<b>xvi</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN.....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	6
1.3 Batasan Masalah.....	6
1.4 Tujuan Penelitian.....	6
1.5 Manfaat Penelitian.....	7
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....</b>	<b>9</b>
2.1 Bahan Bakar .....	9
2.1.1 Bahan bakar diesel.....	9
2.1.2 Bahan Bakar Gas.....	12
2.1.3 Gas hasil gasifikasi <i>pellet municipal solid waste</i> (MSW).....	13
2.1.4 Bahan bakar biodiesel.....	14
2.2 Teori Pembakaran .....	15
2.2.1 Perhitungan stoikiometri kebutuhan udara .....	15
2.2.2 Pembakaran non stoikiometri .....	16
2.3 Dasar Teori Motor Diesel .....	17
2.3.1 Tahap pembakaran pada mesin diesel .....	17
2.3.2 Tahapan pembakaran pada <i>dual fuel</i> diesel .....	19
2.3.3 Sistem pengaturan bahan bakar .....	22
2.3.4 Rasio udara-bahan bakar mesin diesel.....	23
2.3.5 Unjuk kerja mesin diesel.....	24

2.4 Mesin Diesel Sistem <i>Dual Fuel</i> .....	27
2.4.1 Keuntungan dan kerugian sistem <i>dual fuel</i> .....	28
2.4.2 Unjuk kerja sistem <i>dual fuel</i> .....	29
2.5 Penelitian Terdahulu .....	31
<b>BAB III METODOLOGI</b> .....	37
3.1 Metode Penelitian.....	37
3.2 Alat Uji.....	37
3.3 Alat Ukur .....	40
3.4 Prosedur Pengujian.....	43
3.4.1 Persiapan Pengujian .....	43
3.4.2 Pengujian pada <i>single fuel</i> .....	44
3.4.3 Pengujian pada <i>dual fuel</i> .....	44
3.5 Rancangan Eksperimen.....	48
3.6 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	50
3.6.1 Pengujian Sistem <i>Single Fuel</i> .....	51
3.6.2 Pengujian Sistem <i>Dual Fuel</i> .....	52
<b>BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN</b> .....	53
4.1 Data Pendukung .....	53
4.2 Perhitungan Unjuk Kerja .....	55
4.2.1 Perhitungan daya .....	59
4.2.2 Perhitungan torsi .....	60
4.2.3 Perhitungan tekanan efektif rata-rata ( <i>b MEP</i> ).....	60
4.2.4 Perhitungan <i>specific fuel consumption</i> .....	61
4.3 Perhitungan Rasio Udara Bahan Bakar (AFR).....	63
4.4 Perhitungan Efisiensi <i>Thermal</i> .....	63
4.5 Perhitungan Efisiensi Volumetrik.....	64
4.6 Perhitungan Energi Input per Siklus.....	64
4.7 Analisis Grafik.....	65
4.7.1 Daya.....	65
4.7.2 Torsi.....	68
4.7.3 Tekanan efektif rata-rata .....	69
4.7.4 <i>Mass flow rate</i> ( $\dot{m}$ ) bahan bakar dan udara .....	72
4.7.5 <i>Specific fuel consumption</i> .....	75

4.7.6 Analisis rasio udara-bahan bakar .....	80
4.7.7 Analisis efisiensi <i>thermal</i> .....	82
4.7.8 Analisis energi input per siklus .....	84
4.7.9 Analisis temperature gas buang .....	86
4.7.10 Analisis temperature oli, engine dan pendingin.....	87
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....</b>	<b>91</b>
5.1 Kesimpulan.....	91
5.2 Saran.....	92
<b>DAFTAR PUSTAKA.....</b>	<b>93</b>
<b>LAMPIRAN.....</b>	<b>97</b>
<b>BIODATA PENULIS.....</b>	<b>109</b>

## DAFTAR GAMBAR

### BAB II

Gambar 2.1 Tahapan Pembakaran pada Mesin Diesel <i>Single Fuel</i> .	18
Gambar 2.2 Tahapan Pembakaran pada Mesin Diesel <i>Dual Fuel</i> ...	20
Gambar 2.3 Skema Kerja Governor <i>Mekanis-hidraulis</i> .....	22
Gambar 2.4 Skema Sistem Diesel <i>Dual Fuel</i> .....	28
Gambar 2.5 a. <i>Sfc</i> dan b. <i>Fuel Consumption</i> terhadap Beban .....	32
Gambar 2.6 Persentase Solar Tersubstitusi oleh Biogas.....	33
Gambar 2.7 Grafik Fungsi AFR terhadap Beban.....	33
Gambar 2.8 Grafik <i>sfc</i> B100 dengan Variasi Debit Udara.....	34
Gambar 2.9 Grafik B100 Tersubstitusi dengan Variasi Debit Udara	34
Gambar 2.10 Grafik Efisiensi <i>Thermal</i> fungsi Pembebanan.....	35

### BAB III

Gambar 3.1 Skema <i>Mixer</i> .....	39
Gambar 3.2 <i>Pitot Static Tube</i> .....	40
Gambar 3.3 Skema Instalasi Proses Gasifikasi.....	46
Gambar 3.4 Skema Peralatan Generator Set <i>Dual Fuel</i> .....	47
Gambar 3.5 Skema Mekanisme Diesel <i>Dual Fuel</i> .....	48
Gambar 3.6 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	50
Gambar 3.7 <i>Flowchart</i> Pengujian Sistem <i>Single Fuel</i> .....	51
Gambar 3.8 <i>Flowchart</i> Pengujian Sistem <i>Dual Fuel</i> .....	52

### BAB IV

Gambar 4.1 Gambar Grafik Daya fungsi Beban.....	66
Gambar 4.2 Grafik Torsi fungsi Beban.....	68
Gambar 4.3 Grafik Tekanan Efektif Rata-rata fungsi Beban.....	70
Gambar 4.4 Grafik $\eta$ Biodiesel fungsi Beban.....	72
Gambar 4.5 Grafik $\eta$ <i>Syngas</i> fungsi Beban.....	73
Gambar 4.6 Grafik $\eta$ Udara fungsi Beban.....	73
Gambar 4.7 Grafik $\eta$ Bahan Bakar Total fungsi Beban.....	74
Gambar 4.8 Grafik <i>SFC Single Fuel</i> dan <i>Dual Fuel</i> fungsi Beban..	75
Gambar 4.9 Grafik <i>SFC</i> Biodiesel fungsi Beban.....	77

Gambar 4.10 Grafik Substitusi Biodiesel Oleh <i>Syngas</i> fungsi Beban.....	79
Gambar 4.11 Grafik <i>Air Fuel Ratio</i> fungsi Beban.....	80
Gambar 4.12 Grafik Hubungan <i>Mass Flow Rate</i> ( $\dot{m}$ ) Udara dan <i>Syngas</i> .....	81
Gambar 4.13 Grafik Hubungan Effisiensi Volumetrik fungsi $\dot{m}$ udara.....	82
Gambar 4.14 Grafik Effisiensi <i>Thermal</i> fungsi Beban.....	83
Gambar 4.15 Grafik Perubahan Energi Input per Siklus fungsi Beban.....	85
Gambar 4.16 Grafik Perubahan Temperatur Gas Buang fungsi Beban.....	86
Gambar 4.17 Grafik Temperatur Oli Fungsi Beban.....	87
Gambar 4.18 Grafik Temperatur Engine Fungsi Beban.....	88
Gambar 4.19 Grafik Temperatur Pendingin Fungsi Beban.....	88

## DAFTAR TABEL

### BAB II

Tabel 2.1 Komparasi Properties Bahan Bakar Diesel.....	15
--	----

### BAB III

Tabel 3.1 Parameter Eksperimen.....	48
-------------------------------------	----

### BAB IV

Tabel 4.1 Tabel Besarnya Komposisi Kandungan <i>Syngas Pellet</i> MSW.....	53
Tabel 4.2 Tabel Nilai LHV Kandungan <i>Syngas</i> .....	55
Tabel 4.3 Data pada Pembebanan Lampu 2000 Watt Variasi m Udara 0.0061 kg/s.....	56



## DAFTAR SIMBOL

$M_t$	: Torsi (N.m)
$N_e$	: Daya mesin (Kw)
$VE$	: Effisiensi volumetric (%)
$\Delta p$	: Perbedaan tekanan statis local dan referensi (N/m <sup>2</sup> )
$C_P$	: <i>Pressure coefficient</i>
$\rho$	: Massa jenis fluida (kg.m <sup>-3</sup> )
$\mu$	: Viskositas absolut fluida (kg/m <sup>3</sup> )
$\vartheta$	: Viskosita kinematis (Cst)
$\eta_{gen}$	: Effisiensi mekanis generator (%)
$\eta_{trsm}$	: Effisiensi transmisi (%)
$\eta_{th}$	: Effisiensi thermal (%)
$\eta_v$	: Effisiensi volumetric (%)
$l$	: Panjang langkah piston (m)
$n$	: putaran mesin (rpm)
$I$	: Jumlah silinder
$\dot{m}$	: Laju aliran massa fluida (kg/s)
$V$	: Kecepatan maksimal fluida (m/s)
$\bar{V}$	: Kecepatan rata-rata fluida (m/s)
$Q$	: Debit aliran fluida (m <sup>3</sup> )
$V_d$	: Volume langkah piston (m <sup>3</sup> )
$g$	: Percepatan gravitasi bumi (m/s <sup>2</sup> )
$\beta$	: Rasio diameter <i>throat</i> dan inlet pada <i>venturi</i>
$R_{ed}$	: Bilangan reynolds
$\theta$	: Besar sudut pada manometer (°)
$D$	: Diameter (m)
LHV	: Nilai kalor bawah (Kj/kg)
$X_i$	: Persentase volume unsur kimia yang terdandung dalam <i>syngas</i> (%)
$Y_i$	: Persentase volume gas yang terbakar (%)

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Penggunaan minyak bumi terus-menerus dalam segala aspek kehidupan di era modern saat ini akan menyebabkan cadangan bahan bakar fosil kian menurun. Sedangkan jumlah penduduk Indonesia pada tahun 2012 saja telah mencapai 245 juta jiwa meningkat dari 205 juta jiwa sejak tahun 2000 dengan pertumbuhan rata-rata 1,31% pertahun (*Bppt Outlook Energi Indonesia, 2014*) [1]. Peningkatan jumlah penduduk dan aktifitas manusia juga menghasilkan limbah yang besar pula. Di wilayah dengan jumlah penduduk yang padat seperti di kota besar tentu menghasilkan volume sampah yang besar. Sementara itu sifat dari sampah yang akan mengotori serta mencemari lingkungan baik dari bau maupun kandungan kimia yang berbahaya bagi kesehatan, maka diperlukan tempat penampungan khusus, sedangkan ketersediaan lahan penampungan terbatas. Diperlukan solusi yang bermanfaat untuk mengatasi sampah ini, salah satunya merubahnya menjadi energi alternatif.

Sampah merupakan masalah penting yang membutuhkan perhatian. Sampah padatan kota atau yang disebut juga sebagai *Municipal Solid Waste* (MSW) adalah jenis sampah umum yang mencakup sampah rumah tangga, sampah badan komersil, sampah di area-area umum dan ada kalanya sampah hasil *treatment plant site* yang dikumpulkan *municipality* dalam wilayah tertentu. Sampah dapat dimanfaatkan sebagai sumber energi terbarukan. Salah satu caranya yaitu dengan merubah sampah tersebut dalam bentuk *pellet* dan diproses melalui gasifikasi.

Gasifikasi adalah suatu proses perubahan bahan bakar padat secara termokimia menjadi gas, di mana udara yang diperlukan lebih rendah dari udara yang digunakan untuk proses pembakaran (*parcial combustion*), di dalam suatu reaktor gasifikasi *Suyitno* [2]. Gas yang dihasilkan pada proses ini

bersifat mudah terbakar (*flammable*), sehingga dapat dimanfaatkan sebagai bahan bakar motor bakar. Contoh gas hasil gasifikasi sampah yang dilakukan oleh Yuwono [3] menghasilkan komposisi CO 9,99% ; H<sub>2</sub> 6,60% ; CH<sub>4</sub> 6,64% ; N<sub>2</sub> 66,99% dan O<sub>2</sub> 7,65% dengan kandungan LHV 3980 kJ/kg.

Diesel bahan bakar ganda atau *Diesel Dual Fuel (DDF)* adalah mesin standar diesel yang ditambahkan bahan bakar lain pada *intake manifold* dan penyalan bahan bakar dilakukan oleh semprotan solar yang disebut *pilot fuel*. Aplikasi *syngas* dengan sistem *dual fuel* pada mesin diesel dapat meningkatkan unjuk kerja dan efisiensi mesin dengan nilai substitusi solar dan *syngas* mencapai 60%., Sudarmanta [4].

Pada internal combustion engine khususnya mesin diesel, penggunaan *syngas* tidak dapat diaplikasikan secara langsung. Karena prinsip kerja mesin diesel yaitu *compressed ignition engine (ICE)* atau penyalan dengan tekanan yang membutuhkan bahan bakar yang memiliki kandungan *cetane number*. Sedangkan *syngas* tidak memiliki kandungan tersebut. Sehingga diperlukan bahan bakar pemantik yang disebut *pilot fuel*. *Pilot fuel* ini biasanya menggunakan bahan bakar solar tetapi pada penelitian ini akan diuji coba penggantian *pilot fuel* memakai bahan bakar biodiesel dengan tujuan mengurangi ketergantungan akan bahan bakar solar yang berasal dari minyak bumi.

Teknologi aplikasi sistem *dual fuel* ada 3 macam, *Low Pressure Injected Gas (LPIG)*, *High Pressure Injected Gas (HPIG)*, dan *Combustion Air Gas Integration*. Ketiganya dapat diaplikasikan untuk mesin yang menggunakan sistem *dual-fuel*, Ari Budi [5]. Pertama, *Low Pressure Injected Gas (LPIG)*. Model ini bekerja dengan melakukan injeksi gas pada saluran isap mesin bakar. Proses dilakukan pada tekanan yang cukup rendah, biasanya lebih kecil dari 50 *psi*. Keuntungan dari pemakaian sistem ini adalah mengurangi potensi gas terbuang karena gas hanya disuplai pada saat katup intake terbuka, dan sistem ini tidak lebih mahal dibandingkan model *High Pressure Injected Gas*. Kekurangan dari pemakaian sistem ini adalah sampai sekarang

model ini hanya cocok digunakan pada mesin diesel dengan putaran rendah. Oleh sebab itu sistem ini digunakan pada aplikasi penggerak kapal dan pemutar generator listrik skala besar.

Kedua, *High Pressure Injected Gas*. Model ini bekerja dengan menyediakan gas langsung keruang bakar dengan tekanan yang sangat tinggi sekitar 3000 *psi*. Tekanan yang tinggi ini dibutuhkan karena gas tersebut diinjeksikan pada saat piston telah mencapai akhir dari langkah kompresi dan bahan bakar diesel telah diinjeksikan untuk memulai pembakaran dimana tekanan dalam ruang bakar menjadi sangat tinggi. Keuntungan memakai sistem ini adalah bahan bakar gas hanya diinjeksikan setelah katup buang tertutup sehingga mencegah terbuangnya sebagian bahan bakar gas bersamaan dengan gas buang hasil pembakaran. Kerugian dari pemakaian sistem ini antara lain selain membutuhkan biaya yang lebih mahal, apabila suplai gas terputus dan mesin diesel berjalan dengan 100 % bahan bakar diesel terus menerus maka akan terjadi kerusakan pada *mechanical valve*.

Ketiga yang juga akan dipergunakan pada penelitian ini adalah sistem pemasukan gas *Combustion Air Gas Integration*. Model ini bekerja dengan mencampur udara-bahan bakar gas sebelum memasuki saluran isap atau sebelum memasuki kompresor-*turbocharger*, apabila mesin diesel yang digunakan adalah *turbocharged system*. Tekanan bahan bakar gas yang dibutuhkan diperkirakan sama dengan tekanan udara luar/sekitar, bahkan untuk menjaga tidak terjadi kebocoran gas saat mesin diesel tidak beroperasi maka tekanan keluaran *gas pressure regulator* diatur sedikit lebih rendah dari tekanan udara sekitar. Sistem pencampuran dilakukan dengan alat *mixer* yang diletakkan pada saluran hisap mesin diesel. Keuntungan dari pemakaian sistem seperti ini antara lain lebih ekonomis dibandingkan kedua sistem sebelumnya karena tidak menggunakan injektor maupun pompa bertekanan tinggi, tidak membutuhkan model yang rumit sehingga apabila suplai gas habis atau tersendat sistem akan langsung bekerja dengan 100% bahan bakar diesel. Sementara kerugian dari sistem ini adalah adanya kemungkinan gas sebagian

keluar bersama gas buang pada saat katup isap dan buang terbuka bersamaan.

Pada sistem *dual-fuel* umumnya mengalami permasalahan pada berkurangnya rasio udara dan bahan bakar. Jumlah udara pembakaran menjadi berkurang disebabkan adanya pemasukan *syngas* pada *intake*, hal tersebut menyebabkan AFR menjadi lebih rendah. AFR yang rendah menyebabkan terjadinya campuran yang kaya pada pembakaran, sehingga efisiensi thermal menjadi lebih rendah karena bahan bakar tidak terbakar secara menyeluruh. Pada *Compressed Ignition Engine* (CIE), rasio udara dan bahan bakar yang ideal adalah  $18 \leq AFR \leq 80$  [13]. Dengan rata-rata AFR yang dihasilkan sekitar 23:1.

Sistem *dual fuel syngas* hasil gasifikasi telah dilakukan oleh beberapa peneliti dengan bahan baku gasifikasi yang berbeda-beda. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan oleh Achmad Rizkal [6] dengan sistem *dual-fuel*, *syngas* hasil gasifikasi briket *Municipal Solid Waste* (MSW) dan solar dengan sistem langsung dengan mekanisme mengkopel langsung dan *by pass* saluran *syngas* dengan *mixer*. Hasil unjuk kerja dari penelitian menunjukkan bahwa dengan penambahan *syngas* yang keluar dari hasil produksi gasifikasi dapat menghemat pemakaian solar sebesar 48%. Nilai *specific fuel consumption* (*sfc*) mengalami peningkatan 0,95 kg/hp.h dibandingkan dengan nilai *single fuel*. Nilai efisiensi thermal mengalami kenaikan 7,66% terhadap nilai *single fuel*. Akan tetapi AFR yang dihasilkan jauh lebih kecil dari *single fuel*, AFR memiliki kisaran 6-11, masih dibawah AFR ideal dari diesel.

Kemudian penelitian yang dilakukan oleh Ari Budi [5] melakukan penelitian *dual fuel* biogas dan solar dengan pemasangan *blower* pada saluran masuk (*intake*) untuk meningkatkan *Air Fuel Ratio* (AFR) mendapatkan hasil peningkatan *mass flow rate* udara rata-rata sebesar 13,56% pada system dual fuel menggunakan blower tekan dan substitusi biogas rata-rata terhadap solar sebesar 35,08%. Akan tetapi AFR yang

dihasilkan mengalami penurunan rata-rata 74,53% *single fuel*, AFR memiliki kisaran 9-19.

Dan penelitian yang dilakukan oleh Jupri Yanda [7] dengan *sistem dual-fuel-syngas* hasil gasifikasi cangkang kelapa sawit dan solar dengan bervariasi membuka katup udara masuk ke ruang bakar. Mendapatkan hasil yaitu penurunan konsumsi solar rata-rata sebesar 75,56% pada bukaan  $\frac{1}{2}$  *intake* udara. Efisiensi thermal yang dihasilkan lebih kecil dari *single fuel* dengan efisiensi thermal terendah pada bukaan  $\frac{1}{4}$  katup udara masuk. Sedangkan AFR yang dihasilkan sangatlah kecil yaitu di bawah 5.

Serta penelitian yang dilakukan oleh Satrio Endra G [17] dengan sistem *dual-fuel, syngas* hasil gasifikasi briket *Municipal Solid Waste* (MSW) dan biodiesel dengan pemasangan *blower* pada saluran masuk (*intake*) untuk meningkatkan *Air Fuel Ratio* (AFR) mendapatkan hasil pada pembebanan maksimal sistem *dual-fuel* biodiesel dan *syngas* dapat mengurangi konsumsi biodiesel sebesar 43,26% dari kondisi *single-fuel*. Nilai *effisiensi thermal* sistem *dual-fuel* dengan *blower* mengalami kenaikan sebesar 54% dari standar biodiesel *single-fuel*. Rata-rata *Air fuel ratio* (AFR) *dual-fuel* mengalami kenaikan sebesar 14% pada penggunaan *blower* maksimal.

Berdasarkan uraian di atas penambahan *blower* pada saluran masuk (*intake*) bisa meningkatkan massa udara masuk, sehingga penurunan AFR akibat adanya penambahan bahan bakar gas melalui *mixer ventury* di saluran masuk dapat dikurangi dan dapat menaikkan efisiensi termal dari *diesel engine*. Maka dari itu akan dilakukan penelitian lanjutan dengan bervariasi *mass flow rate* udara masuk ruang bakar dengan menggunakan *blower* pada diesel generator set, sehingga diharapkan mendapat performa optimum dari *engine generator set* sistem *dual fuel syngas* hasil gasifikasi *pellet* MSW dan biodiesel.

## 1.2 Perumusan Masalah

Dalam penelitian ini, Permasalahan dirumuskan sebagai berikut:

1. Bagaimana karakterisasi unjuk kerja sistem *dual fuel syngas pellet* MSW dan biodiesel pada mesin diesel stasioner dengan variasi *mass flowrate* udara ( $\dot{m}$ ) masuk pada ruang bakar menggunakan *blower*.
2. Bagaimana pengaruh perubahan *mass flowrate* udara ( $\dot{m}$ ) pada AFR ruang bakar sistem *dual fuel syngas pellet* MSW dan biodiesel.
3. Berapa persentase biodiesel tersubstitusi pada mesin diesel generator *set system dual fuel syngas pellets* MSW dan biodiesel.

## 1.3 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah pada penilitian ini adalah sebagai berikut:

1. Percobaan menggunakan mesin diesel satu silinder empat langkah yang telah dimodifikasi pada bagian saluran isap untuk menyuplai *syngas* menuju ruang bakar dan penambahan *blower* untuk meningkatkan *mass flow rate* udara masuk.
2. Kondisi udara dalam keadaan ideal.
3. Penelitian ini tidak membahas pembuatan reaktor gasifikasi serta reaksi kimia yang terjadi di dalamnya.
4. Bahan bakar yang digunakan adalah biodiesel minyak sawit dan gas hasil gasifikasi dari bahan baku *pellet* MSW.
5. Penelitian ini tidak membahas pembuatan biodiesel.

## 1.4 Tujuan Pernelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah:

1. Untuk mengetahui karakterisasi unjuk kerja sistem *dual fuel syngas pellet* MSW dan biodiesel pada mesin diesel

stasioner dengan variasi *mass flowrate udara* ( $\dot{m}$ ) masuk pada ruang bakar menggunakan *blower*.

2. Untuk mengetahui pengaruh perubahan *mass flowrate udara* ( $\dot{m}$ ) pada AFR ruang bakar sistem *dual fuel syngas pellet* MSW dan biodiesel.
3. Untuk mengetahui persentase biodiesel tersubstitusi pada mesin diesel generator *set system dual fuel syngas pellet* MSW dan biodiesel.

### 1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat penelitian kali ini adalah sebagai berikut:

1. Hasil penelitian dapat dipergunakan untuk penelitian lanjutan dalam pengembangan teknologi yang dapat memanfaatkan energi alternatif dari limbah atau sampah-sampah padat perkotaan.
2. Dapat memberi pengetahuan pada masyarakat tentang pemanfaatan energi alternatif yang berasal dari sampah padat perkotaan sebagai bahan bakar mesin pembakaran dalam.
3. Mendapatkan penerapan teknologi yang tepat guna meningkatkan performa mesin *diesel dual fuel syngas* dan biodiesel.



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1 Bahan Bakar**

Bahan bakar adalah material dengan suatu jenis energi yang bisa diubah menjadi energi berguna lainnya. Bahan bakar dalam aplikasi mesin pembakaran memiliki 3 (tiga) jenis bentuk fisik atau wujudnya baik itu berupa padat, cair dan gas. Tapi untuk mesin pembakaran dalam, khususnya mesin diesel menggunakan 2 jenis bahan bakar yaitu cair dan gas. Walaupun bahan bakar padat seperti batu bara juga dapat digunakan, tapi sebelumnya akan di proses terlebih dahulu yang nantinya menjadi wujud gas

##### **2.1.1 Bahan bakar diesel**

Mesin diesel merupakan sebuah mesin yang dirancang dengan menggunakan bahan bakar *fossil diesel* yang diperoleh dari proses destilasi pendidihan minyak mentah (*crude oil*) pada suhu 250 sampai 370 °C, Kawano [8]. Bahan bakar *fossil diesel* diklasifikasikan menjadi tiga macam, yaitu *fossil diesel-1D*, yaitu bahan bakar untuk daerah beriklim dingin, *fossil diesel-2D*, yaitu bahan bakar untuk mesin diesel otomotif dan putaran mesin tinggi (lebih dari 1200 rpm) serta *fossil diesel-4D*, yaitu bahan bakar untuk mesin diesel stasioner putaran rendah (kurang dari 500 rpm). Bahan bakar fossil diesel-2D dikenal dengan istilah HSD (*High Speed Diesel*). Sifat fisis bahan bakar perlu diperhatikan untuk menghindari kerusakan alat dan kerugian lainnya yang mungkin timbul akibat penggunaan bahan bakar tersebut. Selain itu sifat fisis juga berpengaruh pada kualitas penyalaan, Nasution [8].

Properti bahan bakar adalah sifat atau karakter yang dimiliki oleh suatu bahan bakar yang terkait dengan kinerja bahan bakar tersebut dalam proses atomisasi dan pembakaran. Properti umum yang perlu diketahui untuk menilai kinerja bahan bakar mesin diesel antara lain :

a. *Density, Spesific Gravity dan Api Gravity*

*Density* didefinisikan sebagai perbandingan massa bahan bakar terhadap *volume* bahan bakar pada suhu acuan 15°C. Sedangkan *Specific Gravity (SG)* didefinisikan sebagai perbandingan berat dari sejumlah *volume* minyak bakar terhadap berat air untuk *volume* yang sama pada suhu tertentu densitas bahan bakar, relatif terhadap air. *Specific Gravity* dinyatakan dalam persamaan :

$$SG_{\text{terhadap air}} = \frac{\text{densitas}_{\text{bahan bakar}}}{\text{densitas}_{\text{air}}} \dots\dots\dots(2.1)$$

Sementara hubungan nilai *Spesific Gravity* dengan *API Gravity* adalah sebagai berikut :

b. *Viskositas*

Viskositas atau kekentalan dari suatu cairan adalah salah satu sifat cairan yang menentukan besarnya perlawanan terhadap gaya geser. Viskositas terjadi terutama karena adanya interaksi antara molekul-molekul cairan. Viskositas merupakan sifat penting dalam penyimpanan dan penggunaan bahan bakar. Viskositas mempengaruhi derajat pemanasan awal yang diperlukan untuk *handling*, penyimpanan dan atomisasi yang memuaskan dan jika viskositas terlalu tinggi maka akan menyulitkan dalam pemompaan dan sulit untuk diinjeksi sehingga atomisasi bahan bakar menjadi jelek.

$$API\ Gravity = \frac{141,5}{SG} - 131,5 \dots\dots\dots(2.2)$$

c. *Titik Nyala Bahan Bakar*

Titik nyala suatu bahan bakar adalah suhu terendah dimana bahan bakar dapat menyala dengan sendirinya sehingga pada saat memasuki ruang bakar, bahan bakar dapat menimbulkan ledakan.

d. *Pour Point*

*Pour point* atau titik tuang suatu bahan bakar adalah suhu terendah dimana bahan bakar masih dapat mengalir karena gaya gravitasi. Ini merupakan indikasi yang sangat kasar untuk suhu terendah dimana bahan bakar minyak siap untuk dipompakan.

e. *Shulpur Content*

*Shulpur content* atau kandungan belerang dalam bahan bakar diesel dari hasil penyulingan sangat tergantung pada asal minyak mentah yang akan diolah. Keberadaan belerang tidak diharapkan karena sifatnya merusak yaitu apabila oksida belerang bereaksi dengan air merupakan bahan yang korosif terhadap logam di ruang bakar. Selain itu menimbulkan polusi lingkungan akibat oksidasi belerang dengan oksigen selama proses pembakaran.

f. *Distillation atau Destilasi*

Karakteristik destilasi dari bahan bakar menunjukkan kemampuan bahan bakar berubah menjadi uap pada suhu tertentu.

g. *Cetane Number*

*Cetane number* atau angka setana merupakan bilangan yang menyatakan perlambatan penyalaan (*ignition delay*) dibandingkan dengan campuran volumetris *cetane* ( $C_{16}H_{34}$ ) dan  *$\alpha$ -methylnaphthalene* ( $C_{10}H_7CH_3$ ) pada *CFR engine* pada kondisi yang sama.

h. *Calorific Value*

*Calorific value* atau nilai kalor merupakan suatu angka yang menyatakan jumlah panas atau kalori yang dihasilkan dari proses pembakaran sejumlah tertentu

bahan bakar dengan udara atau oksigen. Nilai kalor dinyatakan dalam 2 ukuran besaran, yaitu nilai kalor atas, NKA (jika air hasil pembakaran dalam phase cair) dan nilai kalor bawah, NKB (jika air hasil pembakaran dalam phase uap). Besarnya nilai kalor atas diuji dengan *bomb calorimeter*, dan nilai kalor bawah dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$NKB = NKA - \left( \frac{m_{air}}{m_{sample}} \times LH \right) \dots\dots\dots (2.3)$$

i. *Carbon Residue*

Banyaknya deposit atau kerak pada dinding ruang bakar mengindikasikan tingginya kandungan *carbon residue* suatu bahan bakar. *Carbon residue* atau residu karbon dalam ruang pembakaran dapat mengurangi kinerja mesin, karena pada suhu tinggi karbon ini dapat membara sehingga menaikkan suhu ruang bakar.

## 2.1.2 Bahan bakar gas

Bahan bakar memiliki banyak jenis tergantung dari asal gas tersebut dan proses pembuatannya. Jenis-jenis gas tersebut antara lain :

1. Bahan bakar yang secara alami didapatkan dari alam
  - Gas alam
  - Metan dari penambangan batu bara
2. Bahan bakar gas yang terbuat dari bahan bakar padat
  - Gas yang terbentuk dari batu bara
  - Gas yang terbentuk dari limbah dan biomassa (*Syngas*, *biogas*, dll)
  - Dari proses industri lainnya (*gas blast furnace*)
3. Gas yang terbuat dari minyak bumi
  - Gas petroleum cair (LPG)
  - Gas hasil penyulingan
  - Gas dari gasifikasi minyak

#### 4. Gas-gas dari proses fermentasi.

##### **2.1.3 Gas hasil gasifikasi *pellet municipal solid waste*.**

Gasifikasi adalah proses yang menggunakan panas, tekanan, dan uap untuk mengkonversi bahan langsung menjadi gas terutama terdiri dari karbon monoksida dan hidrogen. Ada 3 produk yang dihasilkan oleh gasifikasi: Gas hidrokarbon (*syngas*), Hidrokarbon cairan (minyak) dan *char* (*ash*). *Syngas* dapat digunakan sebagai bahan bakar untuk menghasilkan listrik atau uap, atau sebagai sebuah blok bangunan dasar untuk banyak bahan kimia. Bila dicampur dengan udara, *syngas* dapat digunakan dalam bensin atau mesin diesel dengan beberapa modifikasi mesin. Higman, van der Burgt, 2003 [10].

*Municipal waste* (sampah perkotaan) merupakan limbah yang dapat dimanfaatkan untuk dijadikan sebagai umpan pada reaktor gasifikasi. Bukan hanya dapat digunakan sebagai umpan tetapi yang lebih baiknya dapat mengurangi penumpukan di tempat pembuangan sampah yang nantinya dapat menghasilkan sebuah yang disebut juga gas synthesis (*syngas*).

Salah satu cara pemanfaatan sampah yaitu dengan merubahnya dalam bentuk *pellet*. Dimana sampah-sampah organik maupun non-organik digiling atau dicacah menjadi halus terlebih dahulu kemudian dicampur dan diaduk, setelah itu dicetak dalam bentuk *pellet*. Ukuran dan bentuk *pellet* yang digunakan yaitu berbentuk silinder yang memiliki diameter 6 mm dan panjang 5-15 mm, Rollinson AN, Williams O, 2016 [11]. *Pellet* memiliki keunggulan yaitu nilai kalor yang tinggi dan *bulk density* lebih tinggi dari bentuk sampah asli, Rollinson AN, Williams O, 2016 [11].

Keuntungan dari gasifikasi adalah penerapannya dapat dilakukan untuk berbagai macam bahan baku. Hampir semua zat karbon dapat digasifikasi: bahan bakar fosil seperti batubara, minyak, atau gas alam, biomassa (yaitu setiap jenis limbah pertanian seperti bongkol jagung atau berbagai tanaman), aspal, atau bahkan limbah, plastik, dan sampah kota. Gasifikasi dapat

digunakan untuk menghasilkan berbagai produk, termasuk listrik, gas alam, bahan bakar cair (seperti bensin, solar dan bahan bakar jet), hidrogen, dan berbagai bahan kimia.

#### **2.1.4 Bahan bakar biodiesel**

Dalam pengertian umum, istilah biodiesel berarti adalah bahan bakar mesin diesel yang terdiri dari ester-ester metil (*etil*) asam-asam lemak. Biodiesel adalah sama halnya dengan biopetrol namun cairan yang diperoleh dari proses pembuatannya mempunyai rantai karbon yang panjang, bahkan lebih panjang dari rantai karbon solar dan sedikit lebih pekat dibanding dengan bahan bakar diesel dari minyak bumi. Bentuknya yang cair dan kemampuan dicampurkan dengan solar pada segala perbandingan merupakan salah satu keunggulan dari biodiesel.

Bahan bakar biodiesel yang digunakan adalah hasil dari proses transesterification. Dengan mereaksikan campuran KOH dan methanol dengan bahan baku minyak tumbuhan (sawit, bunga matahari, tanaman jarak, dll). Dari hasil reaksi tersebut menghasilkan *fatty acid methyl esters* (FAME) dan *glycerol*. FAME di sini yang akan diambil sebagai bahan bakar biodiesel.

Penambahan biodiesel pada bahan bakar solar pada dasarnya dapat mempengaruhi karakterisasi berupa diameter rata-rata butiran semprotan bahan bakar yang lebih besar dan penetrasi semprotan yang lebih panjang. Mathur, M.L & Sharma, R.P [12].

Agar dapat digunakan sebagai bahan bakar pengganti solar, biodiesel harus mempunyai kemiripan sifat fisik dan kimia dengan minyak solar. Salah satu sifat fisik yang penting adalah viskositas. Minyak lemak nabati dapat dijadikan bahan bakar, namun viskositasnya terlalu tinggi sehingga tidak memenuhi persyaratan untuk dijadikan bahan bakar mesin diesel.

Tabel 2.1 Komparasi Properties Bahan Bakar Diesel

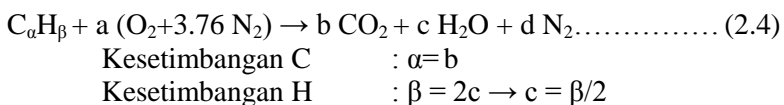
Sifat-sifat	Solar	Bio Diesel
Nilai kalor (LHV) (kg/kj)	40.297.32	37.144,13
Spesifik gravity (gr/cm <sup>3</sup> )	0,857	0,870
Viscositas kinematis (Cst)	5,16	6,72
Angka Cetane	45	60

## 2.2 Teori Pembakaran

Pembakaran adalah suatu runtutan reaksi kimia antara suatu bahan bakar dan suatu oksigen, disertai dengan produksi panas dalam bentuk api. Dalam suatu reaksi pembakaran lengkap, suatu senyawa bereaksi dengan zat pengoksidasi dan produknya adalah senyawa dari tiap elemen dalam bahan bakar dengan zat pengoksidasinya. Pada aplikasinya, oksidan pada pembakaran adalah oksigen pada udara. Tiga unsur kimia utama dalam elemen mampu bakar (combustible) pada bahan bakar adalah karbon, hidrogen dan sulfur.

### 2.2.1. Perhitungan stoikometri kebutuhan udara

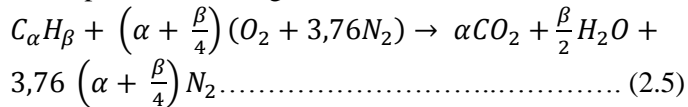
Jika ketersediaan oksigen untuk oksidasi mencukupi, maka bahan bakar hidrokarbon akan dioksidasi secara menyeluruh, yaitu karbon dioksidasi menjadi karbon dioksida (CO<sub>2</sub>) dan hidrogen dioksidasi menjadi uap air (H<sub>2</sub>O). Pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran stoikiometri dan selengkapnya persamaan reaksi kimia untuk pembakaran stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon (C<sub>a</sub>H<sub>β</sub>) dengan udara dituliskan sebagai berikut :





$$\begin{aligned}
 \text{Keseimbangan O} & : 2a=2b + c \rightarrow a = b + c/2 \\
 & \rightarrow a = \alpha + \beta/4 \\
 \text{Keseimbangan N} & : 2(3.76) a = 2d \rightarrow d = 3.76a \\
 & \rightarrow d = 3.76 (\alpha + \beta/4)
 \end{aligned}$$

Substitusi persamaan - persamaan keseimbangan diatas ke dalam persamaan reaksi pembakaran reaksi pembakaran  $C_\alpha H_\beta$  menghasilkan persamaan sebagai berikut :



Jumlah oksigen yang dibutuhkan untuk mendapatkan pembakaran stoikiometri adalah :

$$m_{O_2} = \frac{m_{atom O_2}}{m_{atom C_\alpha H_\beta}} X \% C_\alpha H_\beta \frac{kg}{kg \text{ bahan bakar}} \dots\dots\dots (2.6)$$

Stoikiometri massa yang didasarkan pada rasio udara dan bahan bakar (*air fuel ratio* ) untuk bahan bakar hidrokarbon ( $C_\alpha H_\beta$ ) adalah sebagai berikut :

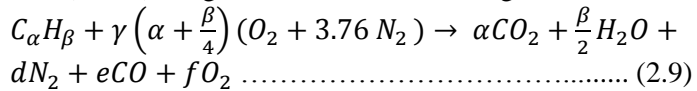
$$\left( \frac{A}{F} \right)_s = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{(\sum n_i M_i)_{air}}{(\sum n_i M_i)_{fuel}} \dots\dots\dots (2.7)$$

$$\left( \frac{A}{F} \right) = \frac{\left( \alpha + \frac{\beta}{4} \right) M_{O_2} + 3,76 \left( \alpha + \frac{\beta}{4} \right) M_{N_2}}{\alpha M_C + \beta M_H} \dots\dots\dots (2.8)$$

## 2.2.2. Pembakaran non stoikiometri

Menurut Heywood [13], dalam aplikasinya, mekanisme pembakaran dituntut dapat berlangsung secara cepat sehingga sistem-sistem pembakaran dirancang dengan kondisi udara berlebih. Hal ini dimaksudkan untuk mengantisipasi kekurangan udara akibat tidak sempurnanya proses pencampuran antara udara dan bahan bakar. Pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran non stoikiometri dan selengkapanya persamaan reaksi

kimia untuk pembakaran non stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon ( $C_\alpha H_\beta$ ) dengan udara dituliskan sebagai berikut:



- a. Pembakaran dengan komposisi campuran stoikiometri  
Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum dengan kehilangan panas yang minimum. Hasil pembakaran berupa  $CO_2$ , uap air, dan  $N_2$ .
- b. Pembakaran dengan komposisi campuran miskin  
Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum tetapi diikuti dengan bertambahnya kehilangan 15 panas karena udara berlebih. Hasil pembakaran berupa  $CO_2$ , uap air,  $O_2$  dan  $N_2$ .
- c. Pembakaran dengan komposisi campuran kaya  
Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang kurang maksimum karena ada bahan bakar yang belum terbakar. Hasil pembakaran berupa HC, CO,  $CO_2$ ,  $H_2O$ , dan  $N_2$ . Sedangkan fraksi karbon terbentuk dari reaksi sekunder antara CO dan  $H_2O$ . Rasio udara-bahan bakar ideal untuk pembakaran dalam ruang bakar  $CI$  mesin berada pada kisaran  $18 \leq AFR \leq 80$  [13].

## 2.3 Dasar Teori Mesin Diesel

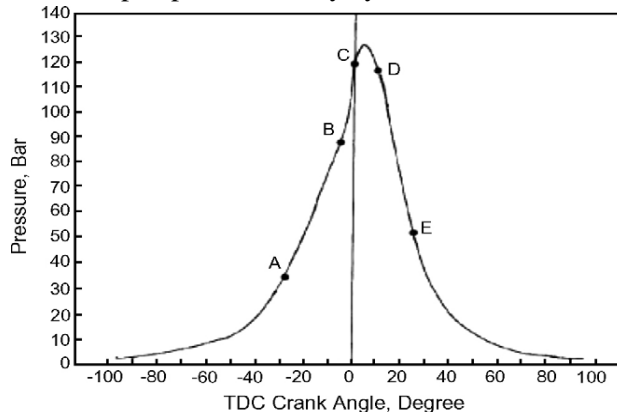
Mesin diesel bekerja dengan menghisap udara luar murni, kemudian dikompresikan sehingga mencapai tekanan dan temperatur yang tinggi. Sesaat sebelum mencapai TMA, bahan bakar diinjeksikan dengan tekanan yang sangat tinggi dalam bentuk butiran-butiran halus dan lembut. Kemudian butiran-butiran lembut bahan bakar tersebut bercampur dengan udara bertemperatur tinggi dalam ruang bakar dan menghasilkan pembakaran, Kawano [8].

### 2.3.1 Tahapan pembakaran pada mesin diesel

Untuk terjadinya pembakaran pada ruang bakar, ada beberapa syarat yang harus dipenuhi, antara lain: adanya

campuran yang dapat terbakar, adanya sesuatu yang menyulut terjadinya pembakaran, stabilisasi dan propagasi dari api dalam ruang bakar.

Proses pembakaran pada mesin diesel memiliki beberapa tahapan yang digambarkan dalam diagram P- $\theta$  seperti pada gambar 2.1. Tahapan pembakarannya yaitu:



Gambar 2.1 Tahapan Pembakaran pada Mesin Diesel *Single Fuel* [14]

a. Tahap Pertama

*Ignition delay period* yakni waktu dimana bahan bakar siap terbakar namun belum dinyalakan. *Ignition delay* dihitung dari awal injeksi sampai titik dimana pada kurva p- $\theta$  berpisah dengan kurva tekanan udara saja. *Delay period* ditunjukkan oleh titik A-B.

b. Tahap kedua

*Rapid* atau *uncontrolled combustion* (dapat digolongkan sebagai *pre-mixed flame*) terjadi setelah pengapian. Dalam tahap kedua ini kenaikan tekanan cepat karena selama dalam periode tunda butiran lembut bahan bakar telah mempunyai waktu untuk menyebarkan dirinya sendiri pada daerah yang luas dan mereka telah mendapatkan udara segar disekelilingnya. Periode *rapid*

atau *uncontrolled combustion* dihitung mulai dari akhir dari periode tunda sampai dengan tekanan tertinggi pada diagram indikator, terkadang ada juga yang terjadi sampai sesaat sebelum mencapai tekanan tertinggi. Kira-kira sepertiga dari panas terlibat sampai tahap ini. *Uncontrolled combustion* ditunjukkan oleh titik B-C.

c. Tahap Ketiga

*Controlled combustion*, periode kedua dari *rapid* atau *uncontrolled combustion* diikuti oleh tahap ketiga yakni *controlled combustion*. Pada akhir tahap kedua temperatur dan tekanan membuat butiran lembut bahan bakar yang terinjeksikan pada tahap akhir injeksi terbakar seketika, dan kenaikan tekanan dapat dikontrol dengan cara mekanisme murni yakni pengaturan laju injeksi. Periode *controlled combustion* diasumsi sampai akhir pada temperatur maksimum siklus. Panas yang terlibat sampai akhir *controlled combustion* sekitar 70% - 80% dari total panas dari bahan bakar yang disuplai selama siklus. *Controlled combustion* ditunjukkan oleh titik C-D.

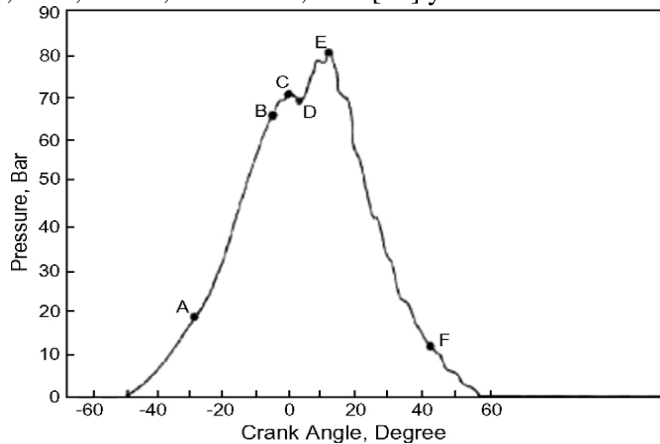
d. Tahap Keempat

Tahap keempat ini tidak terjadi pada semua kasus pembakaran pada motor CI, *after burning*. Secara teoritis diharapkan proses pembakaran berakhir setelah selesainya tahap ketiga. Namun karena distribusi partikel bahan bakar kurang baik, pembakaran berlanjut pada sisa langkah ekspansi. Dari itulah nama *after burning* atau tahap keempat dikembangkan. Panas total yang terlibat sampai akhir pembakaran adalah 95%-97% sedangkan sisa panas, 3%-5% keluar ke sistim ekshause sebagai *unburned fuel*. *After burning* ditunjukkan oleh titik D-E.

### 2.3.2 Tahap pembakaran pada *dual fuel* diesel

Pada mesin diesel dengan menggunakan dua bahan bakar utama, maka memiliki beberapa perbedaan dalam tahapan

pembakaran. Tahapan pembakaran dual-fuel diesel menurut Sahoo, B.B., Sahoo, N. & Saha, U.K [14] yaitu:



Gambar 2.2 Tahapan Pembakaran pada Mesin Diesel *Dual Fuel* [14]

Terdapat 5 tahap pembakaran pada *dual-fuel* diesel seperti ditunjukkan pada gambar 2.2. Pertama yaitu *pilot ignition delay period*. Pada tahap ini bahan bakar pilot yaitu biodiesel atau solar mulai diinjeksikan. Bahan bakar siap terbakar tapi belum dinyalakan. *Ignition delay* memakan waktu lebih lama dibandingkan operasi pada diesel murni dikarenakan konsentrasi oksigen yang lebih sedikit. Konsentrasi oksigen sedikit karena tersubstitusi oleh bahan bakar gas. Tahap ini berlangsung dari titik A-B.

Tahap kedua yaitu *pilot premixed combustion*. Pada tahap ini butiran bahan bakar *pilot* yang telah diinjeksikan telah menyebar dan bercampur dengan udara yang bertekanan dan bertemperatur tinggi. Campuran tersebut kemudian mulai terbakar dan terjadi kenaikan tekanan. Kenaikan tekanan ini relative kecil dibandingkan pada diesel murni. Karena jumlah bahan bakar *pilot* yang terbakar lebih sedikit. Tahap ini berlangsung dari titik B-C.

Tahap ketiga yaitu *primary fuel ignition delay*. Pada tahap ini terjadi jeda waktu terbatas antara kenaikan tekanan

pertama dan kedua. Hal ini diakibatkan karena *ignition delay* dari bahan bakar campuran gas-udara yang lebih lama. Namun waktu tunggu ini lebih singkat dibandingkan periode tunda awal (*pilot ignition delay period*). Pada tahap ini tekanan menurun perlahan. Tahap ini berlangsung dari titik C-D.

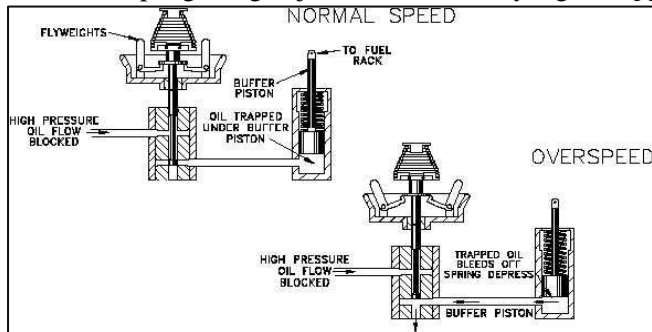
Tahap keempat yaitu *rapid combustion of primary fuel*. Pada tahap ini pembakarannya tidak stabil karena dimulai dengan propagasi api yang diinisiasi oleh pembakaran spontan bahan bakar *pilot*. Tahap ini berlangsung dari titik D-E.

Tahap kelima yaitu *diffusion combustion stage*. Tahap ini dimulai pada akhir kenaikan tekanan cepat dan berlanjut pada langkah ekspansi. Hal ini disebabkan oleh tingkat pembakaran lebih lambat dari bahan bakar gas. Beberapa gas mungkin akan terbuang dikarenakan gagal terbakar sebab konsentrasi oksigen yang rendah.

### 2.3.3 Sistem pengaturan bahan bakar

Pada mesin diesel pengaturan jumlah bahan bakar dilakukan oleh *governor*. Sistem pengendalian dengan *governor* digunakan baik pada mesin stasioner maupun mesin otomotif seperti pada mobil dan traktor. Pada mesin modern seperti saat ini mekanisme *governor* umumnya menggunakan mekanisme mekanis-hidrolis (*woodward governor*), walaupun terdapat juga versi *governor* elektrik. Gambar 2.3 menunjukkan cara kerja *governor* yang menggunakan mekanisme mekanis-hidrolis dalam pengendalian putaran mesin yang berlebihan pada mesin diesel. Dalam hal ini, *governor* mengendalikan posisi tuas pengontrol bahan bakar yang dikombinasikan dengan aksi dari *piston* hidrolis dan gerakan bandul berputar. Posisi dari bandul ditentukan oleh kecepatan putaran dari mesin, jika putaran mesin naik atau turun maka bandul berputar mekar atau menguncup. Gerakan dari bandul ini, karena perubahan putaran mesin, akan menggerakkan *piston* kecil (*pilot valve*) pada sistem hidroliknya. Gerakan ini mengatur aliran cairan hidrolis ke *piston* hidrolis (*piston motor servo*). *Piston motor servo* dihubungkan dengan tuas pengatur

bahan bakar (*fuel rack*) dan gerakannya akan menyebabkan penambahan atau pengurangan jatah bahan bakar yang di-*supply*.



Gambar 2.3 Skema Kerja Governor Mekanis-hidraulis.

Ada empat tipe pengontrolan mesin menggunakan *governor* :

- Pertama, jika hanya satu kecepatan yang dikontrol maka digunakan tipe *governor* kecepatan tetap atau *constant-speed type governor*.
- Kedua, jika putaran mesin dapat dikendalikan beberapa tingkat secara manual melalui pengaturan dengan alat bantu, maka disebut tipe *governor* kecepatan variabel atau *variable-speed type governor*.
- Tipe ketiga ini adalah pengontrolan agar putaran mesin dapat dipertahankan di atas batas minimum atau di bawah batas maksimum, dan disebut *governor* pembatas kecepatan atau *speed limiting type governor*.
- Tipe pengontrolan keempat adalah tipe *governor* yang digunakan untuk membatasi beban mesin, dan disebut tipe *governor* pembatas beban atau *load-limiting type governor*.

### 2.3.4 Rasio udara-bahan bakar mesin diesel

Pada mesin diesel untuk kecepatan tertentu dan tidak berhubungan dengan beban, udara suplai hampir konstan memasuki silinder. Dari itu kadang mesin diesel dinamai *motor*

*constant air supply*. Pada perubahan beban jumlah bahan bakar berubah, yang merubah rasio udara-bahan bakar. *Overall* rasio udara-bahan bakar dapat bervariasi dari 100:1 sampai 20:1, pada beban penuh, tidak sebagaimana pada motor SI yang mempunyai rasio udara-bahan bakar dekat stoikiometri dari tanpa beban sampai beban penuh.

Untuk motor SI, motor akan menggunakan campuran sedikit lebih kaya (misal 13,5:1 atau 14:1). Sedangkan pada motor CI atau mesin diesel, akan menggunakan campuran yang sedikit miskin (misal 20:1). Walaupun efisiensi indikasi thermal lebih tinggi pada campuran lebih miskin, namun daya output dan mep menurun.

Daya output dan mep maksimum adalah yang diinginkan pada motor CI atau mesin diesel, untuk itu pembakaran diusahakan sedekat mungkin dengan campuran stokiometri pada beban penuh. Namun dengan kurang baiknya distribusi bahan bakar dan terbatasnya waktu pencampuran dengan udara menghasilkan asap yang berlebihan bila dioperasikan dekat rasio kimia tepat. Maka dari itu motor CI harus diopersikan pada udara lebih (untuk rasio udara-bahan bakar 20-23:1, dibutuhkan udara lebih 35-50%). Kawano [8].

### **2.3.5. Unjuk kerja mesin diesel**

Karakteristik operasi dan unjuk kerja dari mesin diesel biasanya berhubungan dengan :

#### **1. Daya**

Daya mesin merupakan daya yang diberikan untuk mengatasi beban yang diberikan. Untuk pengukuran diberikan beban lampu dengan daya 200 watt – 2000 watt. Daya yang dihasilkan pada mesin diesel yang dikopel dengan generator listrik dapat dihitung berdasarkan beban pada generator listrik dan dinyatakan sebagai daya efektif pada generator ( $N_e$ ). Hubungan tersebut dinyatakan dengan rumus :



$$Ne = \frac{V \times I \times \cos \phi}{\eta_{generator} \times \eta_{transmisi}} (\text{Watt}) \dots \dots \dots (2.10)$$

dengan:

$Ne$  = Daya mesin (W)

$V$  = Tegangan listrik (Volt)

$I$  = Arus listrik (Ampere)

$\eta_{gen}$  = Effisiensi mekanisme generator (0,9) [12]

$\eta_{trsm}$  = Effisiensi transmisi (0,95) [12]

$\cos \theta$  = Faktor daya listrik ( $\cos \phi$ ) = 1

## 2. Torsi

Torsi merupakan ukuran kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi adalah hasil pembagian daya dalam satu menit dengan putaran mesin (rpm) sehingga memiliki satuan Nm (SI) atau *ft.lb* (British). Dalam prakteknya, torsi dari mesin berguna untuk mengatasi hambatan sewaktu berkendara, ataupun terperosok. Momen torsi dihitung dengan persamaan seperti berikut:

$$Mt = \frac{60 \times Ne}{n} (N.m) \dots \dots \dots (2.11)$$

dengan:

$Mt$  = Torsi (N.m)

$Ne$  = Daya (W)

$n$  = Putaran mesin (rev/min)

Dari persamaan tersebut, torsi sebanding dengan daya yang diberikan dan berbanding terbalik dengan putaran mesin. Semakin besar daya yang diberikan mesin, maka torsi yang dihasilkan akan mempunyai kecenderungan untuk semakin besar. Semakin besar putaran mesin, maka torsi yang dihasilkan akan semakin kecil.

## 3. Brake Tekanan Efektif Rata-Rata (*bmeep*)

Proses pembakaran campuran udara-bahan bakar menghasilkan tekanan yang bekerja pada piston sehingga melakukan langkah kerja. Besarnya tekanan ini berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Bila diambil tekanan yang berharga konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut dikatakan sebagai kerja per siklus per volume langkah piston. Tekanan efektif rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang volume langkah piston sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif. Perumusan  $b MEP$  adalah :

$$b MEP = \frac{NexZx4500}{A x l x n x i} (kg/cm^2) \dots \dots \dots (2.12)$$

dengan:

- $Ne$  = Daya poros mesin (HP)
- $A$  = Luas penampang piston ( $cm^2$ )
- $L$  = Panjang langkah piston (m)
- $i$  = Jumlah silinder
- $n$  = putaran mesin diesel (rpm)
- $z$  = 1 (mesin 2 langkah) / 2 (mesin 4 langkah)

#### 4. *Specific Fuel Consumption (sfc)*

*Specific fuel consumption (Sfc)* adalah jumlah bahan bakar yang dipakai mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 (satu)  $hp$  selama 1 (satu) jam. Apabila dalam pengujian diperoleh data mengenai penggunaan bahan bakar  $m$  (kg) dalam waktu  $s$  (detik) dan daya yang dihasilkan sebesar  $bhp$  (HP) maka pemakaian bahan bakar perjam  $m_{bb}$  adalah :

$$\dot{m}_{bb} = \frac{m_{bb}}{s} (kg) \dots \dots \dots (2.13)$$

Sedangkan besarnya pemakaian bahan bakar spesifik adalah :

$$sfc = 3600 \frac{\dot{m}_{bb}}{Ne} \left( \frac{kg}{kW.jam} \right) \dots\dots\dots(2.14)$$

5. Efisiensi Thermal ( $\eta_{th}$ )

Efisiensi termal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh mesin pembakaran dalam. Secara teoritis dituliskan dalam persamaan :

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\dot{m} \text{ bahan bakar} \times LHV \text{ bahan bakar}} \times 100\% \dots\dots(2.15)$$

Untuk sistem *single fuel* dapat ditulis :

$$\eta_{th \text{ single fuel}} = \left( \frac{Ne}{(\dot{m}_{biodiesel} Q_{biodiesel})} \right) \times 100\% \dots\dots(2.16)$$

Dimana  $Q$  adalah nilai kalor bawah (*Lower Heating Value, LHV*) atau panas pembakaran bawah bahan bakar [Kcal/kg bahan bakar]. Nilai kalor adalah jumlah energi panas maksimum yang dibebaskan oleh suatu bahan bakar melalui reaksi pembakaran sempurna per satuan massa atau volume bahan bakar. LHV dapat dinyatakan dengan rumus empiris (bahan bakar solar) sebagai berikut :

$$LHV = [16280 + 60(API)] \text{ Btu/lb} \dots\dots\dots(2.17)$$

dimana:

$$1 \text{ Btu/lb} = 2,326 \text{ kJ/kg}$$

$$1 \text{ kJ/kg} = \left[ \frac{1}{4187} \right] \text{ kkal/kg}$$

*API Gravity* adalah suatu pernyataan yang menyatakan densitas dari suatu material. *API Gravity* diukur pada temperatur minyak bumi 60°F. Harga *API Gravity* dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$API = \frac{141,5}{\text{Spesific Gravity pada } 60^{\circ}\text{F}} - 131,5 \dots \dots \dots (2.18)$$

Dimana *specific gravity* untuk bahan bakar mesin diesel adalah 0,84.

#### 6. Efisiensi Volumetrik (VE)

Efisiensi volumetrik adalah ukuran seberapa banyak udara yang masuk ke ruang bakar atau silinder. Secara teoritis dituliskan dalam persamaan :

$$VE = \left( \frac{\dot{m}_{\text{udara}} \cdot z \cdot 60}{\rho_{\text{udara}} \cdot V_d \cdot n} \right) \times 100\% \dots \dots \dots (2.19)$$

dengan :

$\dot{m}_{\text{udara}}$  : Laju alir massa udara masuk (kg/s)

$V_d$  : Volume silinder (353 cc)

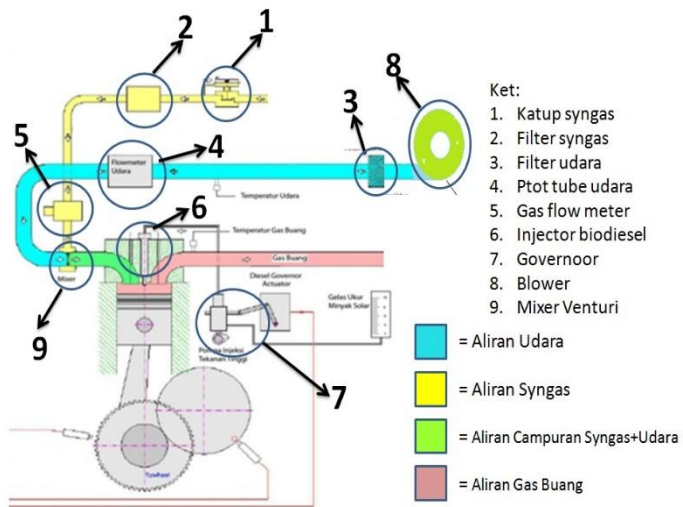
$n$  : putaran mesin diesel (rpm)

$z$  : 1 (mesin 2 langkah) / 2 (mesin 4 langkah)

### 2.4 Mesin Diesel Sistem *Dual Fuel*

Bahan bakar gas ini dicampur dengan udara dalam silinder mesin baik melalui pencampuran langsung di *intake manifold* dengan udara atau melalui suntikan langsung ke dalam silinder. Sebuah mesin *dual fuel* pada dasarnya adalah mesin diesel yang dimodifikasi di mana bahan bakar gas, disebut bahan bakar utama, yang dicampur bersama dengan udara dengan menggunakan mixing yang berbentuk venturi yang akan masuk melalui *intake manifold*. Bahan bakar ini adalah sumber utama energi input ke mesin . Bahan bakar gas utama dikompresi dengan udara, bahan bakar gas memiliki temperatur terbakar sendiri lebih tinggi dibandingkan minyak solar. Sedangkan bahan bakar diesel yang bertindak sebagai *pilot fuel* diinjeksi seperti pada mesin diesel biasa di dekat akhir kompresi primer campuran bahan bakar udara. Bahan bakar pilot diesel merupakan yang melakukan pengapian pertama dan bertindak sebagai sumber pengapian untuk pembakaran dari campuran bahan bakar udara gas. Bahan bakar pilot diesel, yang diinjeksi ke ruang bakar hanya menyumbang sebagian kecil dari tenaga mesin yang dihasilkan.

### 2.4.1 Keuntungan dan kerugian sistem *dual fuel*



Gambar 2.4 Skema Sistem Diesel *Dual Fuel*

Pada dasarnya mesin diesel yang menggunakan sistem *dual fuel* memiliki keuntungan dan kerugian, Luft [15]. Beberapa keuntungan yang mungkin terjadi antara lain:

1. Kemudahan men-*start* mesin, karena pada saat *start* hanya minyak solar yang digunakan sebagai bahan bakar.
2. Kemungkinan untuk mengurangi gas emisi yang berbahaya karena bahan bakar utama/primer (LNG, biogas, *syngas*, dll) sangat mudah bercampur dengan udara, selama langkah isap dan kompresi, membentuk campuran bahan bakar gas-udara yang homogen yang mana menguntungkan apabila dilihat dari sudut pandang komposisi gas buang.
3. Tanpa harus melakukan perubahan yang mendasar pada mesin diesel untuk melengkapi sistem *dual fuel*. Hanya dengan menambahkannya pada saluran isap.

4. Semakin tinggi rasio kompresi karena penambahan jumlah massa bahan bakar gas maka semakin baik efisiensinya.
5. Apabila ada masalah dengan suplai gas, maka bahan bakar yang digunakan adalah minyak solar. Sehingga mesin diesel tetap bisa beroperasi.

Sementara kerugian yang mungkin terjadi antara lain, adalah:

1. Masih memerlukan minyak solar sebagai *pilot fuel* untuk memulai pembakaran, karena bahan bakar gas seperti CNG dan *syngas* memiliki temperatur nyala sendiri yang lebih tinggi.
2. Kemungkinan bahwa pembakaran yang tidak terkontrol dari campuran udara-bahan bakar gas di akhir langkah kompresi, khususnya pada beban tinggi, ketika campuran yang ditekan menjadi lebih kaya. Satu cara yang dapat dilakukan untuk mengatasi fenomena ini adalah mengurangi campuran udara-bahan bakar gas.
3. Kemungkinan terjadi *knocking* atau ketukan saat terjadi pembakaran bahan bakar gas-udara, setelah bagian *pilot fuel* terbakar. Cara untuk mencegah fenomena ini adalah dengan memasang sensor *knocking* dan menunda injeksi dari *pilot fuel*

#### **2.4.2 Unjuk kerja sistem *dual fuel***

Untuk perhitungan daya, torsi dan BMEP untuk sistem *dual fuel* adalah sama dengan perhitungan untuk diesel *single fuel* yaitu persamaan 2.9 ; 2.10 ; 2.11.

### 1. Perhitungan *Specific Fuel Consumption (sfc)*

Untuk penggunaan dua bahan bakar yaitu *syngas*-*biodiesel*. Besar pemakaian bahan bakar spesifiknya yaitu:

$$sfc = \frac{3600 \times (\dot{m}_{syngas} + \dot{m}_{biodiesel})}{Ne} \left( \frac{kg}{kW.jam} \right) \dots \dots \dots (2.20)$$

dengan:

$\dot{m}_{bb}$  = Massa bahan bakar yang dikonsumsi mesin (kg/s)

$\dot{m}_{syngas}$  = Pemakaian bahan bakar *syngas* per jam (kg/s) .

$\dot{m}_{solar}$  = Pemakaian bahan bakar minyak *biodiesel* per jam (kg/s)

1 Jam = 3600 s

### 2. Substitusi Biodiesel

Substitusi *biodiesel* adalah jumlah bahan bakar *biodiesel* pengujian *single* yang dikurang dengan jumlah bahan bakar *biodiesel* pengujian *dual* yang dibandingkan dengan jumlah bahan bakar *biodiesel* *single* , agar mengetahui jumlah *biodiesel* yang tersubstitusi.

$$substitusi = \frac{\dot{m}_{biodiesel\ single} - \dot{m}_{biodieseldual}}{\dot{m}_{biodiesel\ single}} \times 100\%, (2.21)$$

dengan:

$\dot{m}_{biodiesel\ single}$  = Pemakaian *biodiesel* pengujian *single* (kg/s)

$\dot{m}_{biodiesel\ dual}$  = Pemakaian *biodiesel* pengujian *dual* (kg/s)

### 3. Perhitungan efisiensi termal

Untuk efisiensi *thermal* mesin *diesel* yang menggunakan bahan bakar kombinasi *Syngas*-*biodiesel* Tippawong [16] , persamaannya adalah :

$$\eta_{thdual\ fuel} = \left( \frac{Ne}{(\dot{m}_{dual} \cdot Q_{biodiesel} + \dot{m}_{syngas} \cdot Q_{syngas})} \right) \times 100\% \dots (2.22)$$

#### 4. Perhitungan energi input per siklus

Untuk energi input per siklus pada mesin diesel sistem dual fuel kombinasi biodiesel dan syngas, persamaannya adalah:

$$\text{Energi input per siklus} = (t \times \dot{m}_{biodiesel\ dual} \times LHV_{biodiesel}) + (t \times \dot{m}_{syngas} \times LHV_{syngas}) \dots (2.23)$$

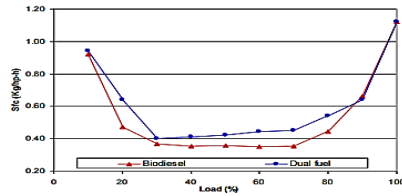
dengan :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{biodiesel\ dual} &: \text{laju alir massa biodiesel dual} \left( \frac{kg}{s} \right) \\ \dot{m}_{syngas} &: \text{laju alir massa syngas} \left( \frac{kg}{s} \right) \\ LHV_{biodiesel} &: 37144 \frac{kJ}{kg} \\ LHV_{syngas} &: 5065,5 \frac{kJ}{kg} \\ t &: \text{Waktu untuk 1 siklus} \end{aligned}$$

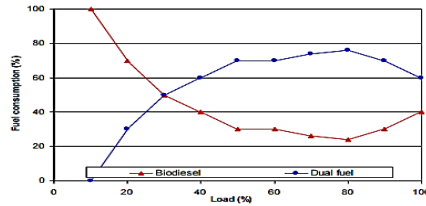
## 2.5 Penelitian Terdahulu

Penelitian Bambang Sudarmanta [4] menggunakan biodiesel dan syngas hasil dari gasifikasi dengan umpan sekam padi dengan sistem downdraft gasifier reactor. Penelitian ini menggunakan mesin diesel satu silinder yang terkopel dengan generator.





The specific fuel consumption vs percentage of load

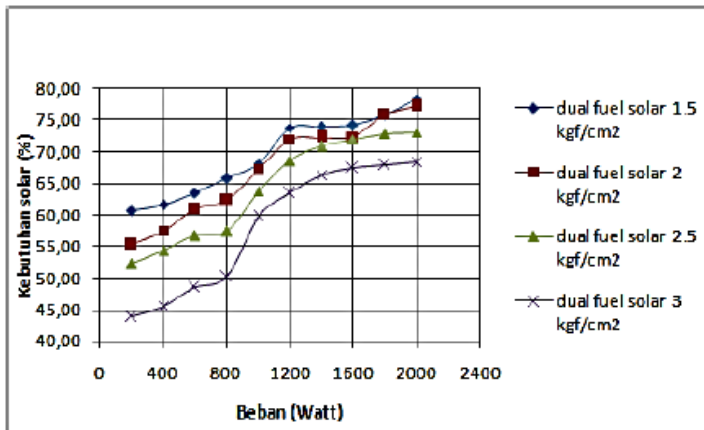


. Percentage fuel consumption vs percentage of load

Gambar 2.5 a. *Sfc* dan b. *Fuel Consumption* terhadap Beban

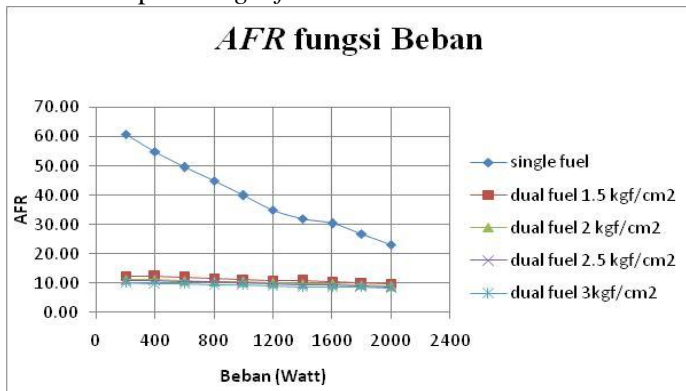
Pada gambar 2.5 a, menyatakan bahwa konsumsi bahan bakar spesifik biodiesel lebih kecil dari bahan *dual fuel* karena nilai *heating value* yang lebih rendah dari *syn-gas* lebih kecil dari bahan bakar biodiesel. Tes mesin bisa berjalan di kedua diesel dan *syn-gas*, bukan berjalan hanya pada diesel. *Syn-gas* dimasukkan ke dalam mesin diesel untuk membiarkan mesin beroperasi di mode *dual-fuel*, sehingga mengurangi konsumsi solar sebesar lebih dari 60% seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.5 b . Rasio udara-gas adalah 1: 1. Mesin ini terhubung generator 3 kW untuk pengukuran pembebanan.

Penelitian Ari Budi dan Bambang Sudarmanta [5] menggunakan *dual fuel* biogas dan solar dengan penambahan *blower* untuk meningkatkan massa udara yang masuk ke ruang bakar pada mesin diesel generator set. Didapatkan hasil yaitu dengan penambahan biogas dapat menghemat pemakaian solar rata-rata 38,05%.



Gambar 2.6 Persentase Solar Tersubstitusi oleh Biogas

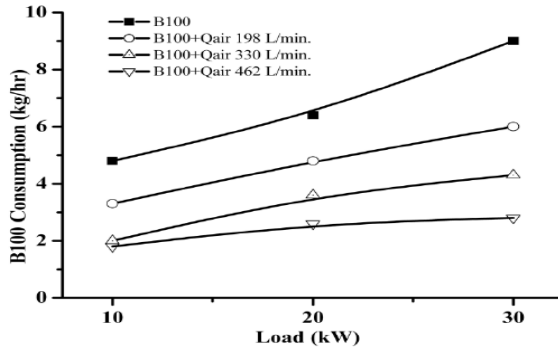
Dengan penambahan *blower* didapatkan hasil: pada mesin diesel *mass flowrate* udara pada sistem *dual fuel* mengalami kenaikan rata-rata sebesar 13,56% dari nilai *mass flowrate* udara pada *single fuel*.



Gambar 2.7 Grafik Fungsi AFR terhadap Beban

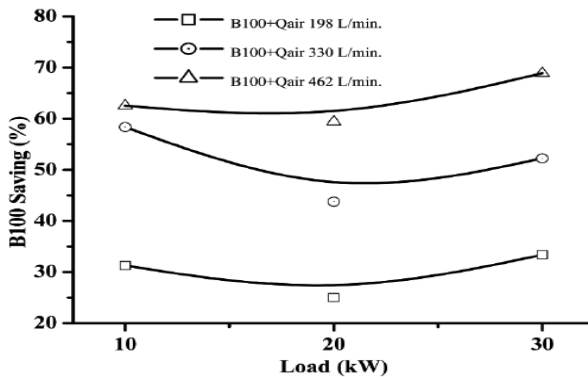
Penelitian kulachate piantong, dkk [7] mengenai infestigasi performa dari *engine* untuk menggerakkan generator listrik

menggunakan gas biomassa dan biodiesel sebagai bahan bakar. Didapatkan hasil yaitu sfc biodiesel (B100) terendah berada pada variasi penambahan udara terbesar yaitu 462 L/menit atau setara dengan  $\dot{m}$  udara 0,0089 kg/s.



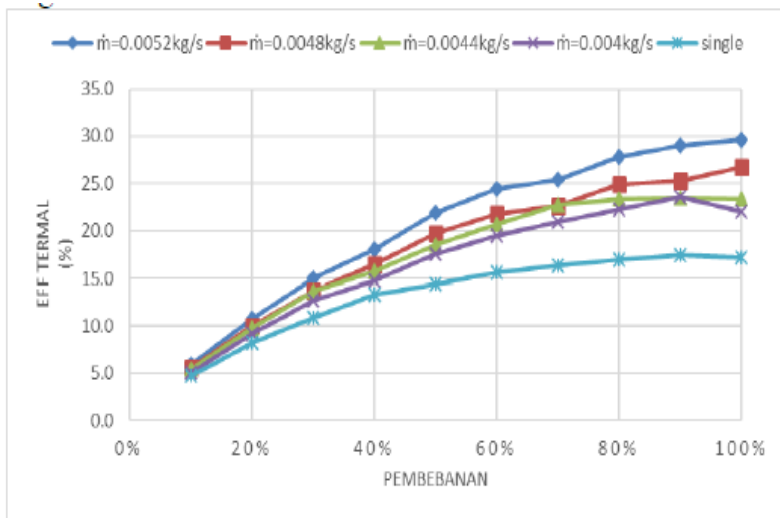
Gambar 2.8 Grafik sfc B100 dengan Variasi Debit Udara

Selain itu dengan penambahan udara terbesar yaitu 462 L/menit atau setara dengan  $\dot{m}$  udara 0,0089 kg/s dapat mensubstitusi biodiesel (B100) rata-rata 64%.



Gambar 2.9 Grafik B100 Tersubstitusi dengan Variasi Debit Udara

Penelitian Satrio Endra G dan Bambang Sudarmanta [17] dengan menggunakan diesel *dual fuel* berbahan bakar biodiesel dan *syngas* hasil gasifikasi *municipal solid waste* dengan bervariasi AFR menggunakan blower. Didapatkan hasil: Nilai *effisiensi thermal* sistem *dual-fuel* AFR tertinggi mengalami kenaikan sebesar 54% dari standar biodiesel *single-fuel* dan Nilai *effisiensi thermal* sistem *dual-fuel* dengan AFR tertinggi mengalami kenaikan sebesar 24% dibandingkan pada AFR rendah.



Gambar 2.10 Grafik *Effisiensi Thermal* fungsi Pembebanan

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BAB III METODOLOGI**

### **3.1 Metode Penelitian**

Pengujian dilakukan secara ekperimental pada diesel *engine constant speed*. Pengujian dilakukan pada mesin sebagai alat uji dengan poros utama yang telah terkopel langsung dengan *5electrical generator* sebagai *electrical dynamometer*. Pengujian dilakukan di gedung teknik mesin ITS.

### **3.2 Alat Uji**

Alat uji yang akan digunakan dalam penelitian ini antara lain sebagai berikut:

1. Mesin diesel dengan spesifikasi:

- Merk : Yanmar
- Model : TF 55 R
- Kerja mesin : 4 langkah pendingin air
- Sistem pembakaran : *direct injection*
- Jumlah silinder : 1 silinder
- Saat pengabutan : 17° sebelum TMA
- Diameter x panjang langkah : 75 x 80 (mm)
- Volume silider : 353 (cc)
- Daya kontinu : 4,5/2200 (hp/rpm)
- Daya maksimum : 5,5/2200 (hp/rpm)
- Perbandingan kompresi : 17,9 / 1
- Pompa bahan bakar : Tipe Bosch
- Tekanan injektor : 200 kg/cm<sup>2</sup>
- Sistem pelumasan : pelumas paksa
- Kapasitas minyak pelumas : 1,8 liter
- Kapasitas tangki bahan bakar : 7,1 liter
- Jenis minyak pelumas : SAE 40 kelas CC atau CD

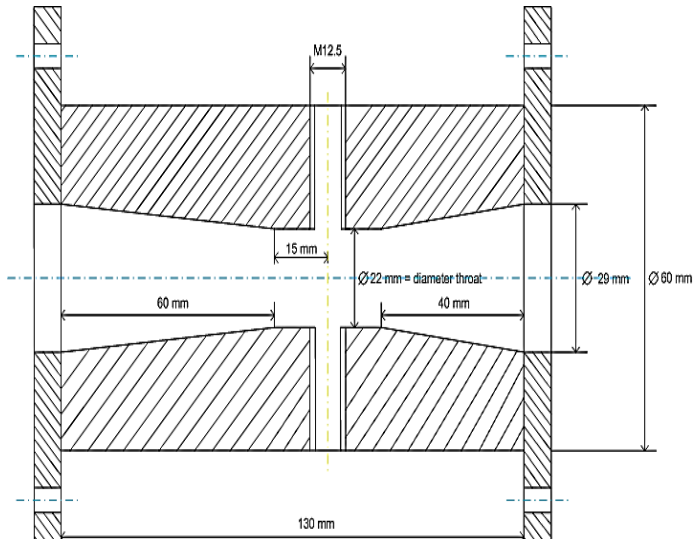
- Sistem pendingin : Radiator  
Dimensi mesin
  - Panjang : 607,5 (mm)
  - Lebar : 311,5 (mm)
  - Tinggi : 469,0 (mm)
2. Generator listrik/*electrical dynamometer* dengan spesifikasi:
- Merk : Noqiwa
  - Model : ST-3
  - Frekuensi (Hz) : 50
  - RPM : 1500
  - *Voltage* (V) : 220
  - *Phase* : 1
  - Base (kW) : 3
  - Ev Volt (V) : 42
  - Ex Curr (A) : 2
3. Beban Listrik.
- Beban lampu terdiri atas lampu pijar sebanyak 10 buah dengan konsumsi daya masing-masing lampu sebesar 200 Watt. Lampu-lampu tersebut disusun secara paralel dengan masing-masing lampu dilengkapi dengan tombol stop/kontak untuk pengaturan beban bahan bakar *biodiesel*.
4. Bahan bakar gas hasil gasifikasi *MSW*.
- Bahan bakar gas yang digunakan adalah *syngas* hasil gasifikasi *pellets MSW* dari *gasifier* tipe *downdraft*. *Pellets* yang digunakan berbentuk silinder dengan diameter 6 mm dan panjang 5-15 mm.

5. Bahan bakar biodiesel

Bahan bakar biodiesel yang digunakan adalah hasil dari proses transesterification. Dengan mereaksikan campuran KOH dan mathanol dengan bahan baku minyak sawit. Dari hasil reaksi tersebut menghasilkan *fatty acid methyl esters* (FAME) dan *glycerol*. FAME di sini yang akan diambil sebgai bahan bakar biodiesel.

6. *Mixer* untuk mencampur dan memasukkan *syngas* MSW ke dalam saluran *intake*.

Proses pemasukan *syngas* dengan sistem *dual fuel* menggunakan *mixer* sebagai tempat udara dan *syngas* dicampur sebelum masuk ke dalam ruang bakar, *mixer* dibuat dengan bentuk venturi dengan diameter bore 29 mm, diameter throat 22 mm serta saluran masuk *syngas* berdiameter 12,5 mm. *Mixer* dipasang pada saluran masuk (*intake manifold*) udara.



Gambar 3.1 Skema *Mixer*



### 7. Blower

*Blower* disini digunakan untuk menambah suplai udara pembakaran mesin diesel, Suplai udara tambahan ini ditujukan untuk mengatasi penurunan AFR akibat tambahan *syngas* pada saluran masuk.

## 3.3 Alat Ukur

Adapun alat ukur yang digunakan dalam pengambilan data percobaan adalah sebagai berikut :

### 1. Pipet volumetric atau tabung ukur

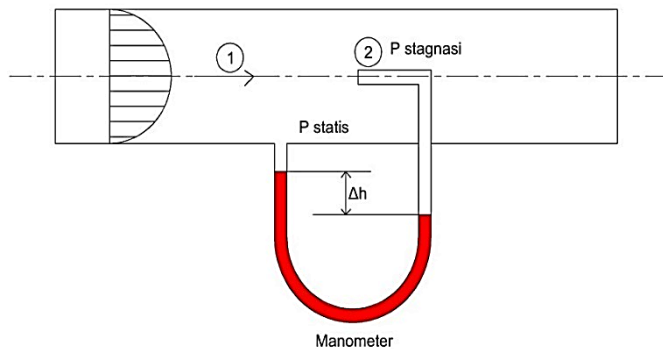
Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah bahan bakar *biodiesel* yang dikonsumsi oleh mesin diesel.

### 2. Stopwatch

Alat ini digunakan untuk mengukur waktu yang dibutuhkan mesin diesel untuk mengkonsumsi bahan bakar *biodiesel*.

### 3. Pitot static tube dan Manometer V

Alat ini dipergunakan untuk mengukur jumlah udara pembakaran mesin diesel.



Gambar 3.2 Pitot Static Tube

*Pitot tube with static wall pressure tap* dihubungkan dengan *inclined manometer* untuk mengetahui besarnya perbedaan ketinggian cairan pada *manometer* yang nantinya digunakan persamaan *Bernoulli* sebagai berikut :

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \dots\dots\dots (3.1)$$

dengan:

- $P_1$  = Tekanan statis (pada titik 1) ( $Pa$ )
- $P_2$  = Tekanan stagnasi (pada titik 2) ( $Pa$ )
- $\rho$  = Massa jenis fluida yang mengalir ( $kg/m^3$ )
- $V_1$  = Kecepatan di titik 1 ( $m/s$ )
- $V_2$  = Kecepatan di titik 2, kecepatan pada titik stagnasi adalah 0  $m/s$

Dengan mengasumsikan  $\Delta_z = 0$  maka persamaan menjadi:

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} \dots\dots\dots (3.2)$$

Untuk mencari kecepatan udara yang masuk kedalam ruang bakar dari persamaan diatas menjadi :

$$V_1 = \sqrt{\frac{2(P_2 - P_1)}{\rho_{udara}}} \dots\dots\dots (3.3)$$

dengan :

$$P_2 - P_1 = \rho_{red\ oil} \cdot g \cdot h \dots\dots\dots (3.4)$$

$$\rho_{red\ oil} = (\rho_{H_2O} \cdot SG_{red\ oil}) \dots\dots\dots (3.5)$$

Sehingga pada *inclined manometer* diperoleh persamaan:

$$P_0 - P_1 = (\rho_{H_2O} \cdot SG_{red\ oil}) \cdot g \cdot h \cdot \sin \theta \dots\dots\dots (3.6)$$

$h$  adalah perbedaan ketinggian cairan pada *inclined manometer* dengan  $\theta = 15^0$ , maka persamaan menjadi:

$$V_1 = \sqrt{\frac{2(\rho_{H_2O} \cdot SG_{red\ oil} \cdot g \cdot h \cdot \sin \theta)}{\rho_{udara}}} \dots\dots\dots (3.7)$$

dengan:

$SG_{red\ oil}$	= <i>Spesific gravity red oil</i> (0.827)
$\rho_{H_2O}$	= Massa jenis air (1000 kg/m <sup>3</sup> )
$\rho_{udara}$	= Massa jenis udara (1.1614 kg/m <sup>3</sup> )
$h$	= Total perbedaan ketinggian cairan pada <i>incline manometer</i> (m)
$\theta$	= Sudut yang digunakan pada <i>inclined manometer</i> (degree)

Namun  $V_1$  merupakan kecepatan maksimal ( $V_{max}$ ) terlihat dari profil kecepatan aliran pada *internal flow*. Hal ini dikarenakan posisi pitot berada pada *centerline* pipa. Sehingga perlu dirubah menjadi *average velocity* ( $\bar{V}$ ).

Untuk aliran turbulent *average velocity* dapat diperoleh melalui persamaan berikut:

$$\frac{\bar{V}}{V_{max}} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \dots\dots\dots (3.8)$$

dengan:

$V$	= Kecepatan rata – rata (m/s)
$V_{max}$	= Kecepatan maksimal dari profil kecepatan aliran (m/s)
$n$	= <i>variation of power law exponent</i> .

Yang di rumuskan sebagai berikut:

$$n = -1,7 + 1,8 \log Re_{V_{max}} \dots\dots\dots(3.9)$$

Sedangkan untuk aliran laminar *average velocity* dapat diperoleh melalui persamaan berikut:

$$V_{max} = 2\bar{V} \dots\dots\dots(3.10)$$

4. Amperemeter dan Voltmeter

Alat ini digunakan untuk mengukur arus listrik (I) dan tegangan listrik (V) yang terjadi akibat pemberian beban pada generator listrik.

5. Gas Flow Meter

Alat ini digunakan untuk mengukur debit syngas yang masuk ke mixer secara digital

6. Tachometer digital

Alat ini digunakan untuk mengukur putaran engine.

### 3.4 Prosedur Pengujian

Secara garis besar dalam pengujian yang menggunakan sistem *dual fuel* ini untuk Meningkatkan AFR dengan menambahkan *flowrate* udara masuk melalui *blower* yang kecepatannya diatur dengan *dimmer*.

#### 3.4.1 Persiapan pengujian

Hal-hal yang diperlukan dalam persiapan pengujian ini adalah sebagai berikut :

1. Memeriksa kondisi kesiapan mesin yang meliputi kondisi fisik mesin, pelumas, sistem pendinginan, sistem bahan bakar, sistem udara masuk, melihat *flameableitas* syngas dari reaktor dan kesiapan generator listrik.

2. Memeriksa kondisi sistem pembebanan, sistem kelistrikan dan sambungan-sambungan listrik yang ada.
3. Memeriksa kesiapan alat-alat ukur.
4. Mempersiapkan alat tulis dan tabel untuk pengambilan data.

### **3.4.2 Pengujian pada *single fuel***

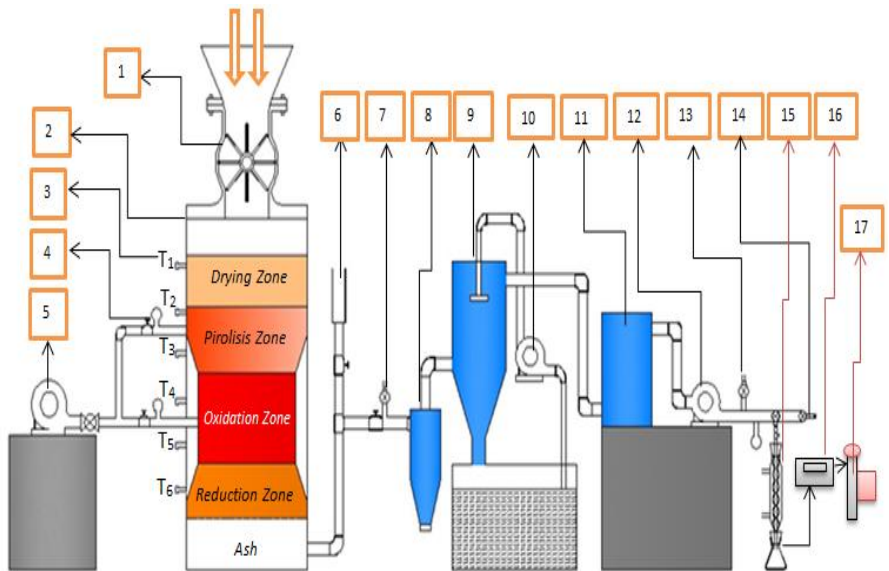
Percobaan dilakukan dengan putaran mesin tetap (*stationary speed*) dengan variasi beban listrik. Tahapannya adalah sebagai berikut :

1. Menghidupkan mesin diesel.
2. Melakukan pemanasan mesin diesel selama  $\pm 20$  menit hingga temperatur mesin mencapai temperatur kondisi operasi.
3. Mengatur pembebanan pada mesin diesel mulai 200 w sampai dengan 2000 w dengan interval kenaikan setiap 200 w dengan tetap menjaga putaran mesin sebesar 2000 rpm setiap pembebanan.
4. Mencatat data-data yang dibutuhkan setiap kenaikan beban, seperti:
  - Waktu konsumsi minyak biodiesel setiap 10 ml.
  - Beda ketinggian manometer V.
  - Temperatur oli, cairan pendingin, gas buang.
  - Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
5. Setelah pengambilan data selesai dilakukan, maka beban diturunkan secara bertahap hingga beban nol.
6. Mesin dibiarkan dalam kondisi tanpa beban selama  $\pm 5$  menit.
7. Mesin dimatikan dan ditunggu kembali dingin.

### **3.4.3 Pengujian pada *dual fuel***

1. Memasang *mixer*.
2. Memasang *blower* sebagai pengatur pemasukan udara.

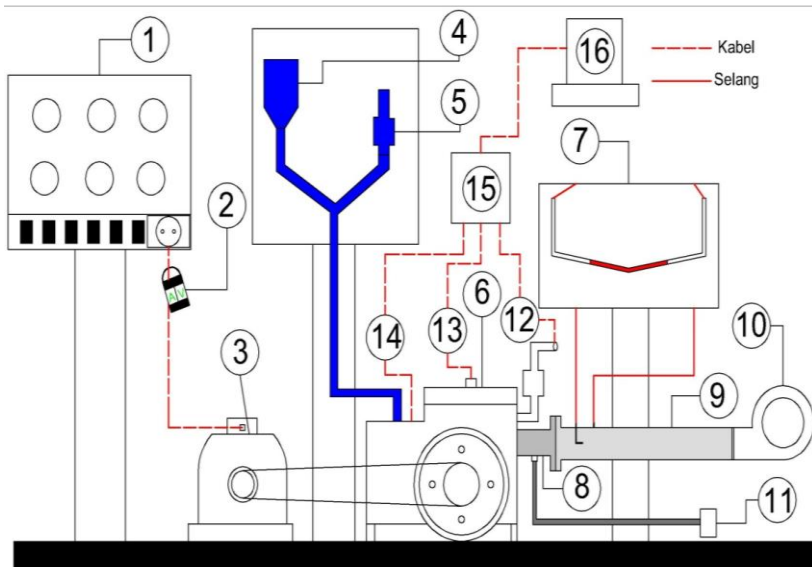
3. Memastikan kembali kondisi kesiapan mesin diesel, pembebanan dan kelistrikan, serta sistem penyuplai bahan bakar gas (*syngas*) dan *Biodiesel*.
4. Menghidupkan mesin diesel dengan menggunakan minyak *biodiesel* sebagai bahan bakar, tanpa memberikan beban dan membiarkannya hingga  $\pm 20$  menit.
5. Mengatur *mass flowrate* udara dengan cara mengatur kecepatan *blower* menggunakan *dimmer*.
6. Memberikan beban mulai dari 200 w sampai dengan 2000 w dengan interval kenaikan setiap 200 w.
7. Setiap variasi beban dan udara masuk, putaran engine harus tetap dijaga konstan 2000 rpm.
8. Setiap kenaikan beban, maka dilakukan pencatatan terhadap:
  - Waktu konsumsi *biodiesel* setiap 10 ml.
  - Beda ketinggian manometer V.
  - Temperatur oli, cairan pendingin, gas buang.
  - Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
9. Setelah pengambilan data seluruhnya selesai dilakukan, kemudian beban listrik diturunkan secara bertahap dan kemudian mengurangi jumlah aliran *syngas* yang masuk ke ruang bakar hingga tidak ada lagi suplai gas yang masuk ke *mixer*.
10. Membiarkan mesin diesel dalam kondisi tanpa beban kira-kira 5 menit, kemudian mesin diesel dimatikan.
11. Mengulangi langkah 1 sampai dengan 10 dengan variasi *mass flowrate* udara 0,0048 kg/s, 0,0055 kg/s; 0,0061 kg/s; 0,0068 kg/s. Berikut ini adalah skema penelitian yang akan dilakukan:



Gambar 3.3 Skema Instalasi Proses Gasifikasi

Keterangan :

- |                             |                            |
|-----------------------------|----------------------------|
| 1. <i>Hopper</i>            | 10. Pompa air              |
| 2. <i>Dowdraft Gasifier</i> | 11. <i>Dry filter</i>      |
| 3. Termokopel               | 12. Pompa hisap            |
| 4. Rotameter                | 13. <i>Flare point</i>     |
| 5. Blower                   | 14. <i>Gas sampling</i>    |
| 6. <i>Flare Point</i>       | 15. Kondensor tar          |
| 7. <i>Gas sampling</i>      | 16. <i>Gas flow meter</i>  |
| 8. <i>Cyclone</i>           | 17. <i>Mixer (Venturi)</i> |
| 9. <i>Water scrubber</i>    |                            |

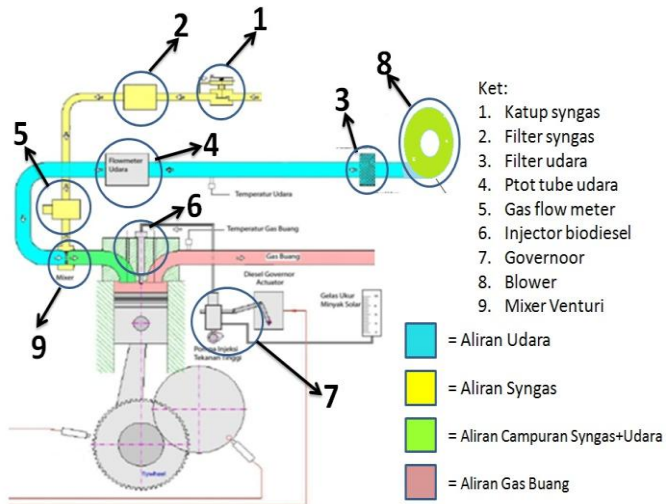


Gambar 3.4 Skema Peralatan Generator Set *Dual Fuel*

Keterangan :

- |                             |                            |
|-----------------------------|----------------------------|
| 1. Lampu Pembebanan         | 10. Blower                 |
| 2. Avometer                 | 11. Gas Flow Meter         |
| 3. Generator                | 12. Thermocouple Gas Buang |
| 4. Tangki Biodiesel         | 13. Thermocouple Radiator  |
| 5. Tabung Ukur              | 14. Thermocouple Oli       |
| 6. <i>Radiator</i>          | 15. <i>Data Logger</i>     |
| 7. Manometer V              | 16. Komputer               |
| 8. Mixer (Venturi)          |                            |
| 9. Pipa Udara masuk (pitot) |                            |



Gambar 3.5 Skema Mekanisme Diesel *Dual Fuel*

### 3.5 Rancangan Eksperimen

Dalam perancangan eksperimen ini ada beberapa parameter yang ingin didapatkan dalam percobaan ini dengan menetapkan parameter input dan parameter output yang dinyatakan dalam tabel 3.1 yaitu:

Tabel 3.1 Parameter Eksperimen

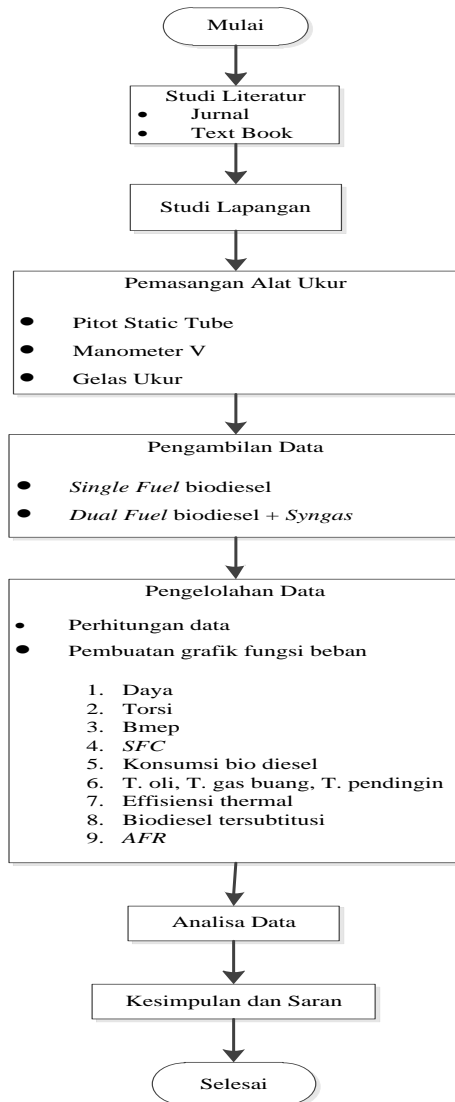
Parameter Input			Parameter Output	
Konstan	Bervariasi		Diukur	Dihitung
	$\dot{m}$ Udara	Beban Listrik		
<ul style="list-style-type: none"> <li>Putaran mesin diesel 2000 rpm</li> <li>LHV</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>0,0048 kg/s</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>200 W hingga 2000 W dengan interval</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Waktu konsumsi biodiesel tiap 10 ml (s)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Daya</li> <li>Torsi</li> <li>Bmep</li> <li>SFC</li> <li>Efisien</li> </ul>

biodiesel • LHV <i>syngas</i>	• 0.0055 kg/s	200 W	• $\Delta P$ udara • Debit <i>syngas</i> • Temperatur (oli, mesin pendingin, gas buang) ( $^{\circ}\text{C}$ ) • Arus (A) • Tegangan (V)	si <i>thermal</i> • AFR • Biodiesel tersubstitusi (%)
	• 0.0061 kg/s			
	• 0.0068 kg/s			

Dari percobaan ini data-data yang didapatkan dihitung, dan kemudian ditampilkan dalam bentuk grafik fungsi beban listrik terhadap:

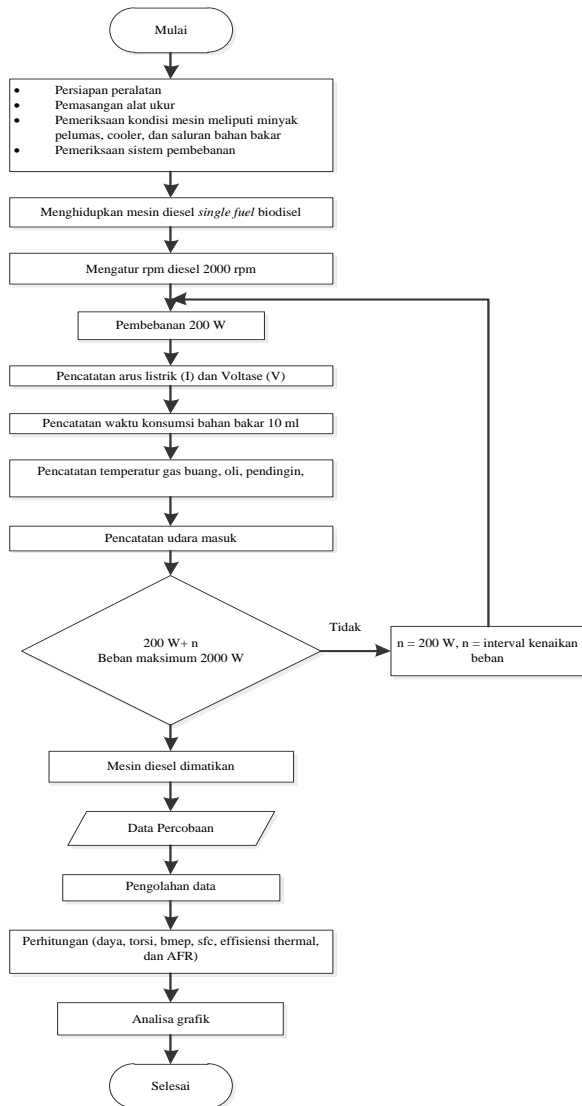
- |                             |                               |
|-----------------------------|-------------------------------|
| • Daya efektif              | • Temperatur mesin            |
| • Torsi                     | • Efisiensi <i>thermal</i>    |
| • Tekanan efektif rata-rata | • Biodiesel tersubstitusi (%) |
| • SFC                       | • Temperatur gas buang        |
| • Konsumsi Biodiesel        | • Temperatur pendingin        |
| • AFR                       | • Temperatur oli              |

### 3.6 Flowchart Penelitian



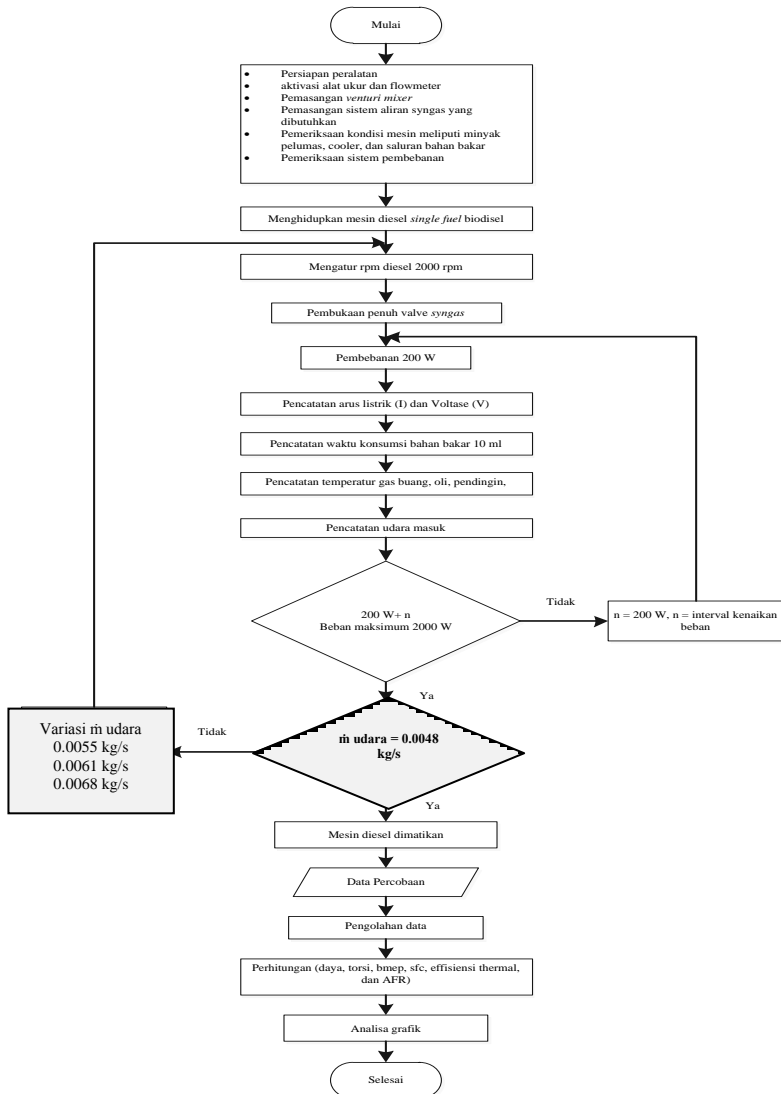
Gambar 3.6 Flowchart Penelitian

### 3.6.1 Pengujian sistem *single fuel*



Gambar 3.7 *Flowchart* Pengujian Sistem *Single Fuel*

### 3.6.2 Pengujian sistem *dual fuel*



Gambar 3.8 Flowchart Pengujian Sistem *Dual Fuel*

## BAB IV

### HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas mengenai perhitungan-perhitungan yang diperlukan dalam penelitian. Perhitungan yang dimaksud adalah perhitungan unjuk kerja mesin antara lain daya, torsi, *bmep*, *sfc*, *afr*, *efisiensi thermal*, dan energi persiklus. Adapun data hasil penelitian seluruhnya dapat dilihat pada lampiran.

#### 4.1 Data Pendukung

##### a. Densitas *syngas* ( $\rho_{syngas}$ )

Berdasarkan hasil uji yang dilakukan Muhammad Aji Trianto, kandungan yang ada dalam gas adalah sebagai berikut :

Tabel 4.1 Tabel Besarnya Komposisi Kandungan *Syngas Pellet MSW*

Komposisi	Persentase volume (%)	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> ) $T_{syngas} = 322,94$ K
CO	24,80	1,0525
H <sub>2</sub>	9,92	0,07392
CH <sub>4</sub>	2,44	0,52268
CO <sub>2</sub>	7,93	1,6593
N <sub>2</sub>	48,77	1,0304
O <sub>2</sub>	7,50	1,164

Dari hasil pengujian tersebut, maka nilai massa jenis *syngas* MSW dapat diketahui, yaitu dengan cara menjumlahkan massa jenis dari setiap unsur kimia yang ada sesuai dengan prosentasenya, sehingga didapatkan massa jenis *syngas* untuk tekanan 1 atm sebagai berikut :

$$\rho_{syngas} = \sum_{i=1}^n (X_i \times \rho_i)$$

dengan :

$X_i$  = Persentase volume unsur kimia yang terdandung dalam *syngas* (%)

$\rho_i$  = Massa jenis masing-masing unsur kimia yang terkandung dalam *syngas* ( $\text{kg/m}^3$ )

$$\begin{aligned}\rho \text{ syngas} &= \sum_{i=1}^n (0,208 \times 1,0525) + \\ & (0,0992 \times 0,07392) + (0,0244 \times 0,52268) + \\ & (0,0793 \times 1,6593) + (0,4877 \times 1,0304) + \\ & (0,075 \times 1,164) \\ &= 1,0025 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\end{aligned}$$

b. Nilai kalor bawah (*lower heat value*)

Dari prosentase komposisi *syngas* dapat dilakukan perhitungan *Low heating value* (LHV) pada *synthetic* gas dengan persamaan 2.3 yaitu :

$$\text{LHV}_{\text{GAS}} = \sum_{i=1}^n (Y_i \times \text{LHV}_i)$$

dengan:

$Y_i$  = Persentase volume gas yang terbakar ( $\text{CO}, \text{CH}_4, \text{H}_2$ )

$\text{LHV}_i$  = Nilai kalor bawah *syngas* ( $\text{CO}, \text{CH}_4, \text{H}_2$ )

Nilai  $\text{LHV}_i$  dapat dilihat pada tabel di bawah.  $\text{LHV}_i$  dari gas yang terbakar ( $\text{CO}, \text{CH}_4, \text{H}_2$ ). Berikut perhitungan *Low heating value syngas* :

Tabel 4.2 Tabel Nilai LHV Kandungan *Syngas*

Nilai kalor bawah (LHVi) gas yang terbakar		
CO ( kJ/m <sup>3</sup> )	H <sub>2</sub> (kJ/m <sup>3</sup> )	CH <sub>4</sub> (kJ/m <sup>3</sup> )
12633	10783	35883

$$\begin{aligned}
 Y_i \text{ untuk gas CO} &= 24,80\% &= 0,248 \\
 Y_i \text{ untuk gas H}_2 &= 9,92\% &= 0,0992 \\
 Y_i \text{ untuk gas CH}_4 &= 2,44\% &= 0,0244
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{LHV}_{\text{syngas}} &= \sum_{i=1}^n (0,248 \times 12633) + (0,0992 \times 10783) \\
 &\quad + (0,0244 \times 35883) \\
 \text{LHV}_{\text{syngas}} &= 5078,2 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}
 \end{aligned}$$

Jadi untuk nilai *lower heating value* adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \text{LHV}_{\text{syngas}} &= 4375,6 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} : \rho_{\text{syngas}} \\
 \text{LHV}_{\text{syngas}} &= 4375,6 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \times \frac{1}{1,0025 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \\
 \text{LHV}_{\text{syngas}} &= 5065,5 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}
 \end{aligned}$$

## 4.2 Perhitungan Unjuk Kerja

Perhitungan yang dihitung di bawah ini adalah untuk sistem *dual fuel* dilakukan pada variasi penambahan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara 0.0061 kg/s. Perbandingan dilakukan pada pembebanan lampu 2000 watt dengan data-data yang dimiliki sebagai berikut :



Tabel 4.3 Data pada Pembebanan Lampu 2000 Watt Variasi  $\dot{m}$  Udara 0.0061 kg/s

Arus (ampere)	Voltase (volt)	Debit <i>Syngas</i> (L/min)	SG biodiesel	LHV biodiesel (kj/kg)	Volume (m <sup>3</sup> )	Waktu Konsumsi (s)
9	225	3,8	0,87	37144,18	$10 \times 10^{-6}$	41

a. Aliran Bahan Bakar *Syngas* Masuk

Pengukuran aliran *syngas* masuk menggunakan perhitungan dengan menggunakan *omegаметer* dan didapatkan debit kemudian dimasukan perhitungan sehingga didapat aliran massa *syngas*

$$\dot{m}_{\text{syngas}} = \rho_{\text{syngas}} \cdot Q_{\text{syngas}}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{syngas}} &= \left(1.0025 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \times \left(3,8 \frac{\text{l}}{\text{min}}\right) \times \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}\right) \times \left(\frac{\text{m}^3}{1000 \text{ l}}\right) \\ &= 0,000063 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

b. Aliran Udara Pembakaran

Perhitungan  $\dot{m}$  udara dan  $\dot{m}$  biodiesel pada *single fuel* dan *dual fuel* menggunakan persamaan yang sama. Pengukuran aliran udara masuk dilakukan dengan menggunakan pitot-static tube yang dihubungkan dengan manometer digital didapatkan data  $\Delta p$  udara = 20 Pa kemudian dihitung menggunakan persamaan berikut, yaitu:

$$V_{\text{udara}} = \sqrt{\frac{2(\Delta P)}{\rho_{\text{udara}}}}$$

$$V_{\text{udara}} = \sqrt{\frac{2 \times 20 \text{ Pa}}{1,1614 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}}$$

$$V_{udara} = 5.868 \frac{m}{s}$$

Kecepatan fluida yang diukur dengan menggunakan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal dari fluida yang melewati pipa. Dalam kasus ini fluida yang dimaksud adalah udara. Selanjutnya untuk mencari kecepatan rata-rata aliran udara diperlukan perhitungan *reynold number* untuk mengetahui aliran tersebut *laminar* atau bahkan *turbulent*.

$$Re_{V_{max}} = \frac{\rho_{udara} \cdot V_{max} \cdot D}{\mu_{air}}$$

diketahui,

$$\begin{aligned} - D &= 0.0381m \\ - \rho_{udara} &= 1,1614 \text{ Kg/m}^3 \\ - \mu_{udara} &= 184,6 \times 10^{-7} \text{ N.s/m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Re_{V_{max}} &= \frac{\left(1,1614 \frac{kg}{m^3}\right) \times \left(3,14 \frac{m}{s}\right) \times (0.0381m)}{184,6 \times 10^{-7} \frac{Ns}{m^2}} \\ Re_{V_{max}} &= 14067,4 \quad (\text{Aliran Turbulent}) \end{aligned}$$

Faktor koreksi berdasarkan bilangan turbulent diatas, Fox and McDonald's [21] yaitu :

Untuk  $Re_{V_{max}} > 4000$  Maka digunakan

$$\frac{\bar{V}}{V_{max}} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)}$$

$$n = -1.7 + 1.8 \log(14067,4)$$

$$n = 5,76$$

$$\frac{\bar{V}}{V_{max}} = \frac{2 \times 5,76^2}{(5,76 + 1)(2 \times 5,76 + 1)}$$

$$\frac{\bar{V}}{V_{max}} = 0,78$$

maka besar kecepatan rata-rata sebagai berikut :

$$\bar{V} = 0,78 \times v_{max}$$

$$\bar{V} = 0,78 \times 5,868$$

$$\bar{V} = 4,6 \frac{m}{s}$$

Dengan mengetahui kecepatan udara maka nilai dari laju massa aliran udara (*air mass flow rate*) dapat diketahui dengan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\dot{m}_{udara} &= \rho_{udara} \cdot A_{udara} \cdot \bar{V}_{udara} \\ \dot{m}_{udara} &= \left(1,1614 \frac{kg}{m^3}\right) \times \left(\frac{\pi}{4} \times 0,0381^2\right) m^2 \times \left(4,6 \frac{m}{s}\right) \\ &= 0,0061 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

### c. Massa Alir Biodiesel

Untuk menghitung laju aliran bahan bakar biodiesel (*biodiesel mass flow rate*) digunakan persamaan sebagai berikut :

$$\dot{m}_{biodiesel\ dual} = \frac{m_{biodiesel\ dual}}{t_{biodiesel\ dual}} \frac{kg}{s}$$

menghitung massa biodiesel

$$m_{biodiesel} = \rho_{biodiesel} \left(\frac{kg}{m^3}\right) \cdot V_{biodiesel} (m^3)$$

$$m_{biodiesel} = \rho_{H_2O} \cdot SG_{biodiesel} \cdot V_{biodiesel}$$

$$m_{biodiesel} = 999 \left(\frac{kg}{m^3}\right) \times 0,87 \times 0,00001 (m^3)$$

$$= 0,0087 \text{ kg}$$

*Mass flowrate* biodiesel untuk pengujian *dual fuel* dengan beban 2000 w :

$$\begin{aligned}\dot{m}_{biodiesel \text{ dual}} &= \frac{m_{biodiesel \text{ dual}}}{t_{biodiesel \text{ dual}}} \frac{kg}{s} \\ &= \frac{0,0087}{41} \frac{kg}{s} \\ &= 0,000212 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

#### 4.2.1 Perhitungan daya

Daya mesin merupakan daya yang diberikan untuk mengatasi beban yang diberikan. Daya yang dihasilkan pada mesin diesel dikopel dengan generator listrik dapat dihitung berdasarkan beban pada generator listrik dan dinyatakan sebagai daya efektif pada generator ( $N_e$ ), yang mana satuannya dalam bentuk kilowatt. Hubungan tersebut dinyatakan dengan persamaan dibawah ini :

$$N_e = \frac{V.I.\cos\phi}{\eta_{gen} \cdot \eta_{transmisi} \cdot 1000} \text{ KW}$$

dengan:

- $N_e$  : Daya mesin (W)
- $V$  : Tegangan listrik (Volt)
- $I$  : Arus listrik (Ampere)
- $\eta_{gen}$  : Effisiensi mekanisme generator (0,9)
- $\eta_{trnsn}$  : Effisiensi transmisi (0,95)
- $\cos \theta$  : Faktor daya listrik ( $\cos \phi$ ) = 1

Daya untuk percobaan *dual-fuel* biodiesel pada beban 2000 watt dengan variasi penambahan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara 0.0061 kg/s :

$$Ne = \frac{V.I.\cos\varphi}{\eta_{gen} \cdot \eta_{transmisi} \cdot 1000}$$

$$Ne = \frac{(225V) \cdot (9A) \cdot 1}{0,9 \cdot 0,95 \cdot 1000} \text{ kW}$$

$$= 2,368 \text{ kW}$$

#### 4.2.2 Perhitungan torsi

Perhitungan torsi menggunakan rumusan sebagai berikut :

$$M_t = \frac{60000.Ne}{n} \text{ N.m}$$

dengan:

$M_t$  : Torsi (N.m)

$Ne$  : 2,368 kW

$n$  : 2002 rpm

Torsi untuk pengujian *dual fuel* pada pembebanan 2000 watt dengan variasi penambahan *mass flow rate* (ṁ) udara 0.0061 kg/s :

$$M_t = \frac{60000.N_e}{n} \text{ N.m}$$

$$M_t = \frac{60000.(2,368KW)}{2002} \text{ N.m}$$

$$M_t = 70,982 \text{ N.m}$$

#### 4.2.3 Perhitunga tekanan efektif rata-rata (*b MEP*)

Perhitungan tekanan efektif rata-rata menggunakan rumusan sebagai berikut :

$$b MEP = \frac{NexZx4500}{A x l x n x i} \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

dengan:

$Ne$  : Daya poros mesin (Hp)

$A$  : Luas penampang piston (cm<sup>2</sup>)

$L$  : Panjang langkah piston (m)

- $i$  : Jumlah silinder  
 $n$  : putaran mesin diesel (rpm)  
 $z$  : 1 (mesin 2 langkah) atau 2 (mesin 4 langkah)

Untuk pengujian *dual fuel* biodiesel pada pembebanan 2000 watt dengan variasi penambahan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara 0.0061 kg/s :

$$bmep = \frac{4500.2.N_e}{A.L.n.i} \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$bmep = \left( \frac{4500 \times 2 \times (2,368 \text{ KW})}{(3,14 \times 3,75^2 \text{ cm}^2) \times (0,08 \text{ m}) \times (2002 \text{ rpm}) \times 1} \times \frac{1,359 \text{ HP}}{1 \text{ KW}} \right) \times \frac{98066 \text{ Pa}}{1 \text{ kg/cm}^2} = 402277,05 \text{ pa}$$

#### 4.2.4 Perhitungan *specific fuel consumption*

Perhitungan *specific fuel consumption* menggunakan rumusan sebagai berikut :

$$sfc_{single} = \frac{3600.\dot{m}_{biodiesel}}{N_e}$$

dengan:

$$\begin{array}{ll}
 N_e & : 2,395 \text{ kW} \\
 \dot{m}_{biodiesel \text{ single}} & : 0,000290 \text{ kg/jam} \\
 1 \text{ jam} & : 3600 \text{ s}
 \end{array}$$

Untuk perhitungan *single fuel* dengan pembebanan 2000 watt :

$$sfc_{single} = \frac{3600.\dot{m}_{biodiesel \text{ single}}}{N_e}$$

$$sfc_{single} = \frac{\left(3600 \frac{s}{Hour}\right) \times \left(0,000290 \frac{kg}{s}\right)}{(2,395 \text{ KW})}$$

$$sfc_{single} = 0,436 \frac{kg}{KW \text{ h}}$$

Untuk pembebanan *specific fuel consumption dual fuel* menggunakan rumusan sebagai berikut, pengujian pada pembebanan 2000 watt dengan menggunakan variasi penambahan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara 0.0061 kg/s :

$$sfc_{dual} = \frac{(\dot{m}_{biodiesel \text{ dual}} + \dot{m}_{syngas}) \cdot 3600}{N_e}$$

dengan:

$$N_e : 3,68 \text{ KW}$$

$$\dot{m}_{syngas} : 0,000063 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{biodiesel \text{ dual}} : 0,000212 \text{ kg/s}$$

$$sfc_{dual} = \frac{\left(0,000212 \frac{kg}{s} + 0,000063 \frac{kg}{s}\right) \times \left(3600 \frac{kg}{Hour}\right)}{(2,368 \text{ KW})}$$

$$sfc_{dual} = 0,419 \frac{kg}{kw \text{ h}}$$

Besarnya pergantian *syngas* terhadap bahan bakar biodiesel pada pembebanan 2000 watt dengan menggunakan variasi penambahan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara 0.0061 kg/s :

$$Biodiesel \text{ Tersubstitusi (\%)} = \frac{\dot{m}_{biodiesel \text{ single}} - \dot{m}_{biodiesel \text{ dual}}}{\dot{m}_{biodiesel \text{ single}}} \times 100\%$$

dengan:

$$\dot{m}_{biodiesel \text{ dual}} : 0,000212 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{biodiesel \text{ single}} : 0,000290 \text{ kg/s}$$

$$\text{Biodiesel Tersubstitusi (\%)} = \left( \frac{0.000290 - 0.000212}{0.000290} \right) \times 100\%$$

$$\text{Biodiesel Tersubstitusi (\%)} = 26,829 \%$$

#### 4.3 Perhitungan Rasio Udara-Bahan Bakar (AFR)

Untuk mendapatkan pembakaran yang ideal maka diperlukan rasio udara bahan bakar yang tepat. Maka rasio udara-bahan bakar yang didapatkan adalah sebagai berikut :

- a. Untuk *dual-fuel* pada pembebanan 2000 watt dengan variasi penambahan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara 0.0061 kg/s:

$$AFR = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{biodiesel\ dual} + \dot{m}_{syngas}}$$

dengan:

$$\dot{m}_{biodiesel\ dual} : 0.000212 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{syngas} : 0.000063 \text{ kg/s}$$

$$AFR = \frac{0.0061 \frac{kg}{s}}{(0.000212 + 0.000063) \frac{kg}{s}}$$

$$AFR = 22,126$$

#### 4.4 Perhitungan Effisiensi Thermal

Untuk *dual-fuel* pada pembebanan 2000 watt dengan menggunakan variasi penambahan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara 0.0061 kg/s :

$$\eta_{th} = \left( \frac{Ne}{((\dot{m}_{syngas} \cdot LHV_{syngas}) + (\dot{m}_{biodiesel\ dual} \cdot LHV_{biodiesel}))} \right) 100\%$$

dengan :

$$Ne : 2,368 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{biodiesel\ dual} : 0.000212 \frac{kg}{s}$$



$$\dot{m}_{syngas} : 0,000063 \frac{kg}{s}$$

$$LHV_{biodiesel} : 37144 \frac{kJ}{kg}$$

$$LHV_{syngas} : 5065,5 \frac{kJ}{kg}$$

$$\eta_{th} = \left( \frac{2,368 \text{ KW}}{\left( \left( 0,000063 \frac{kg}{s} \cdot 5065,5 \frac{kJ}{kg} \right) + \left( 0,000212 \frac{kg}{s} \cdot 37144 \frac{kJ}{kg} \right) \right)} \right) 100\%$$

$$\eta_{th} = 28,871 \%$$

#### 4.5 Perhitunga Effisiensi Volumetrik

Untuk *dual-fuel* pada pembebanan 2000 watt dengan menggunakan variasi penambahan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara 0.0061 kg/s :

$$VE = \left( \frac{\dot{m}_{udara} \cdot z \cdot 60}{\rho_{udara} \cdot V_d \cdot n} \right) \times 100\%$$

dengan:

$$\dot{m}_{udara} : 0,0061 \text{ kg/s}$$

$$V_d : \text{Volume silinder (353 cc)}$$

$$n : \text{putaran mesin diesel (2002 rpm)}$$

$$z : 1 \text{ (mesin 2 langkah) atau } 2 \text{ (mesin 4 langkah)}$$

$$VE = \left( \frac{0,0061 \frac{kg}{s} \cdot 2 \cdot 60}{1,1614 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,000353 m^3 \cdot 2002 \text{ rpm}} \right) \times 100\%$$

$$= 89,27\%$$

#### 4.6 Perhitungan Energi Input per Siklus

Besar energi per siklus untuk *dual-fuel* pada pembebanan 2000 watt dengan menggunakan variasi penambahan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara 0.0061 kg/s :

$$\text{Energi input per siklus} = (t \times \dot{m}_{\text{biodiesel dual}} \times LHV_{\text{biodiesel}})$$

$$+ (t \times \dot{m}_{\text{syngas}} \times LHV_{\text{syngas}})$$

dengan:

$$\dot{m}_{\text{biodiesel dual}} : 0,000212 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{\text{syngas}} : 0,000063 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$LHV_{\text{biodiesel}} : 37144 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$LHV_{\text{syngas}} : 5065,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$t : \frac{1 \text{ menit}}{2000 \text{ rev}} \times \frac{2 \text{ rev} \times 60 \text{ s}}{1 \text{ menit}} = 0,006 \text{ s}$$

$$\begin{aligned} \text{Energi input per siklus} = & \left( 0,006 \text{ s} \times 0,000212 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 37144 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \\ & + \left( 0,006 \text{ s} \times 0,000063 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 5065,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \end{aligned}$$

$$\text{Energi input per siklus} = 0,492 \text{ kJ}$$

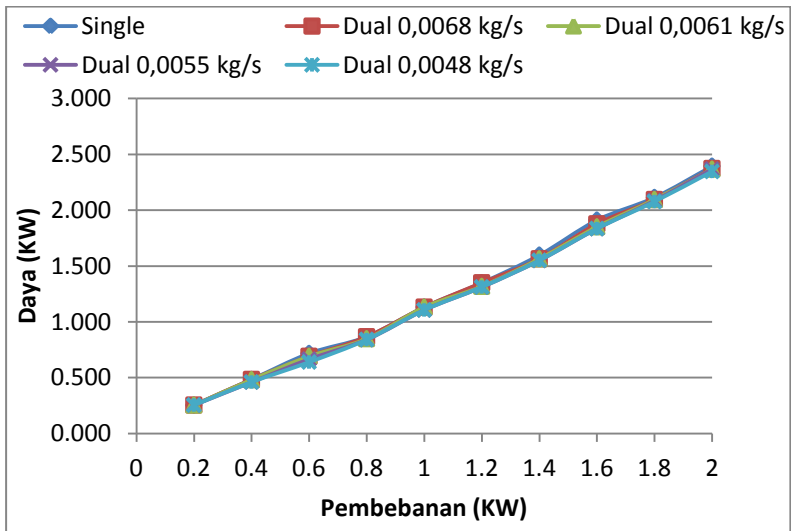
## 4.7 Analisis Grafik

Pada sub bab ini akan menampilkan grafik hasil pengujian beserta analisisnya. Grafik akan digambarkan dalam bentuk fungsi pembebanan listrik. Serta terdapat beberapa variasi penambahan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara di mana masing-masing variasi digambarkan pada garis yang berbeda. Variasi *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara meliputi penambahan  $\dot{m}$  udara sebesar 0,0048 kg/s, 0,0055 kg/s, 0,0061 kg/s dan 0,0068 kg/s yang disimbolkan menjadi Dual 0,0048 kg/s, Dual 0,0055 kg/s, Dual 0,0061 kg/s dan Dual 0,0068 kg/s. Selain itu juga terdapat grafik dari pengujian *single fuel* yang disimbolkan menjadi *Single*.

### 4.7.1 Daya

Daya adalah ukuran kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja persatuan waktu yang dinyatakan dalam kilo watt (KW). Berikut adalah grafik daya terhadap pembebanan beban untuk *dual fuel*.

Unit generator-set bekerja dengan menghasilkan tegangan listrik dimana putaran generator harus dijaga konstan pada 2000 rpm untuk mendapatkan tegangan listrik tetap, sementara pada saat beban listrik ditambah maka akan menyebabkan putaran generator yang diputar oleh mesin diesel akan turun. Putaran tersebut diperoleh dengan melakukan kontrol pada jumlah bahan bakar biodiesel yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar melalui mekanisme *governor*. Setiap penambahan beban listrik, maka jumlah bahan bakar biodiesel yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar semakin banyak untuk menjaga putaran mesin konstan.



Gambar 4.1 Gambar Grafik Daya fungsi Beban

Pada mekanisme sistem *dual-fuel*, untuk mendapatkan putaran generator yang konstan pada 2000 rpm jumlah biodiesel yang diinjeksikan diatur oleh *throtel governor* mesin.

Sehingga analisa yang dapat dinyatakan adalah daya yang diperlukan akan naik dengan bertambahnya beban listrik yang diberikan sebagai kompensasi bertambahnya bahan bakar yang masuk ke ruang bakar. Bahan bakar yang bertambah banyak

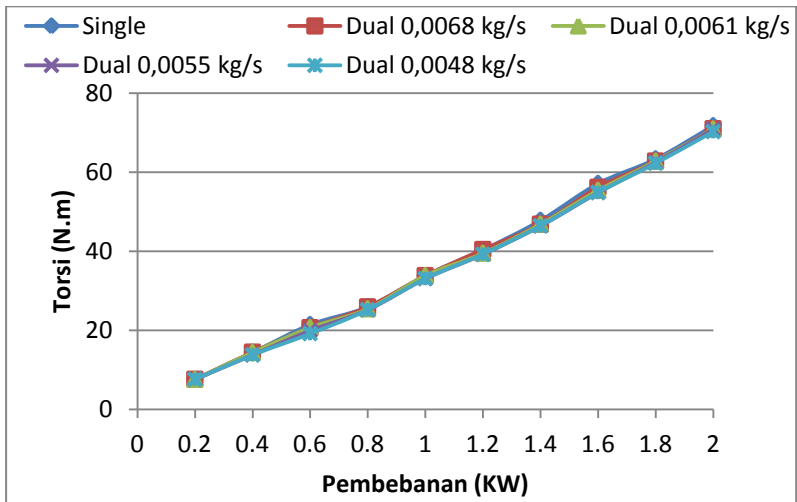
menyebabkan semakin banyak energi yang dapat dikonversi menjadi energi panas dan mekanik dengan udara yang cukup. Energi menjadikan daya engine semakin besar sesuai dengan beban yang diberikan kepada engine. Selain itu, apabila nilai  $V$  (tegangan),  $\cos \phi$ ,  $\eta_{gen}$  dan  $\eta_{transmisi}$  bernilai tetap maka nilai  $Ne$  akan sebanding dengan nilai  $I$  (arus listrik). Hal ini menunjukkan bahwa dengan nilai  $V$  (tegangan),  $\cos \phi$ ,  $\eta_{gen}$  dan  $\eta_{transmisi}$  yang tetap maka dengan semakin bertambahnya beban yang diberikan akan menyebabkan tingginya arus listrik ( $I$ ) yang dibutuhkan, sehingga daya yang diperlukan juga akan naik, sesuai dengan perumusan :

$$Ne = \frac{V.I.\cos\phi}{\eta_{gen} \cdot \eta_{transmisi} \cdot 1000} \text{ (KW)}$$

Idealnya untuk putaran engine konstan daya akan sebanding dengan bertambahnya beban, karena nilai putaran tidak berpengaruh pada perubahan nilai daya engine. Untuk beban 200 s.d. 800 Watt mengikuti idealnya kenaikan daya yang linier dengan kenaikan beban, sementara untuk beban 1000 s.d. 2000 Watt terlihat adanya perubahan dan variasi nilai yang menyimpang dari bentuk ideal meskipun secara umum dapat dikategorikan linier. Hal ini disebabkan apabila dilihat dari hasil pengambilan data (seperti yang ditunjukkan pada lampiran 1) nilai dari Voltase yang dibaca oleh alat ukur mengalami kenaikan 1 s.d. 6 Volt mulai dari beban 1000 Watt. Padahal pada saat pengujian berlangsung putaran pada setiap variasi beban dijaga konstan sebesar 2000 rpm. Penulis menganalisa bahwa tidak terjadi permasalahan apapun pada engine yang menyebabkan terjadinya variasi nilai tersebut, kemungkinan permasalahan yang terjadi ada pada sistem generator listrik, kenaikan voltase tersebut terjadi pada beban 1000 s.d. 2000 Watt.

#### 4.7.2 Torsi

Torsi merupakan ukuran kemampuan dari mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi dari mesin berguna untuk mengatasi hambatan sewaktu beban diberikan ke poros mesin. Sehingga dapat disimpulkan, bahwa torsi akan semakin besar apabila beban yang diberikan juga semakin besar. Berikut adalah grafik torsi terhadap penambahan beban untuk *single-fuel* dan *dual-fuel* :



Gambar 4.2 Grafik Torsi fungsi Beban

Secara perumusan di bawah ini:

$$M_t = \frac{60000.Ne}{n} \text{ (N.m)}$$

Besarnya nilai torsi bergantung pada nilai daya ( $Ne$ ) dan putaran mesin ( $n$ ). Dalam pengujian penelitian ini, putaran mesin dijaga konstan sehingga perubahan nilai torsi bergantung pada variasi besarnya nilai daya mesin dan pada akhirnya bentuk grafik yang ditunjukkan kurang lebih sama dengan bentuk grafik yang ditunjukkan oleh grafik daya fungsi beban listrik. Secara umum

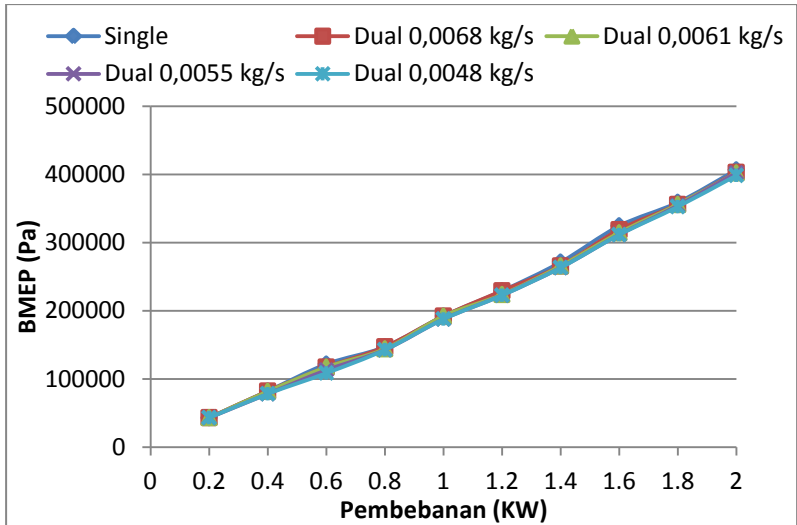
penambahan jumlah syngas yang masuk ke ruang bakar akan membuat torsi yang dihasilkan oleh engine semakin besar, karena semakin banyak bahan bakar yang masuk ke ruang bakar yang kemudian diubah menjadi energi mekanik mengatasi beban pada poros engine.

Idealnya bentuk grafik torsi putaran konstan adalah bentuk linier dari torsi engine terhadap pertambahan beban. Karena itu pada beban 200 s.d. 800 Watt pada gambar 4.2 menunjukkan model yang demikian. Akan tetapi apabila kita tinjau pada beban 1000 s.d. 2000 Watt bentuk garis-garis yang menghubungkan beberapa titik sesuai dengan variasi laju alir massa udara membentuk hubungan yang tidak stabil dan ada perbedaan yang sedikit lebih besar dari beban di bawahnya, hal ini disebabkan adanya perbedaan nilai voltase yang dimulai dari beban 1000 Watt. Kemudian ketidakstabilan voltase listrik ini kemudian mempengaruhi nilai daya engine yang dihasilkan oleh engine, dimana daya engine sebagai variabel pembentuk nilai torsi mempengaruhi nilai torsi yang direpresentasikan melalui grafik torsi fungsi beban listrik yang demikian.

Berdasarkan grafik torsi fungsi beban, untuk pembebanan yang sama antara *single-fuel* dan *dual-fuel*, nilai torsi hampir tidak ada perubahan. Hal ini sesuai dengan perumusan dari torsi apabila putaran mesin dijaga konstan.

#### **4.7.3 Tekanan efektif rata-rata**

Tekanan efektif rata-rata didefinisikan sebagai tekanan tetap rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang langkah kerja piston sehingga menghasilkan daya yang sama dengan daya poros efektif.



Gambar 4.3 Grafik Tekanan Efektif Rata-rata fungsi Beban

Berdasarkan grafik *bmeP* fungsi beban diatas, terlihat bahwa nilai *bmeP* mempunyai kecenderungan naik seiring dengan bertambahnya beban. Hal ini berlaku terhadap semua pengujian, baik yang *single-fuel* maupun *dual-fuel*. Dari grafik *bmeP* fungsi beban diatas juga terlihat nilai *bmeP* untuk semua pengujian (*single-fuel* dan *dual-fuel*) dan pada pembebanan yang sama, nilai *bmeP* tidak berbeda jauh. Hal ini sesuai dengan perumusan *bmeP*. Nilai *bmeP* didapat melalui persamaan:

$$bmeP = \frac{NexZx4500}{Ax l x n x i} \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

Dari persamaan di atas dapat dilihat bahwa variabel yang mempengaruhi perubahan nilai *bmeP* dalam pengujian engine kali ini adalah daya engine (*Ne*), sementara variabel yang lain bernilai konstan termasuk putaran engine (*n*).

Apabila ditinjau dari fenomena yang terjadi di dalam engine, kenaikan beban akan menyebabkan perubahan AFR (*air-*

*fuel ratio*) ke arah campuran kaya bahan bakar. Semakin banyak bahan bakar yang diledakkan di ruang bakar, maka tekanan ekspansi yang dihasilkan juga akan semakin besar. Hal inilah yang menyebabkan terjadinya kenaikan bmep seiring dengan kenaikan beban.

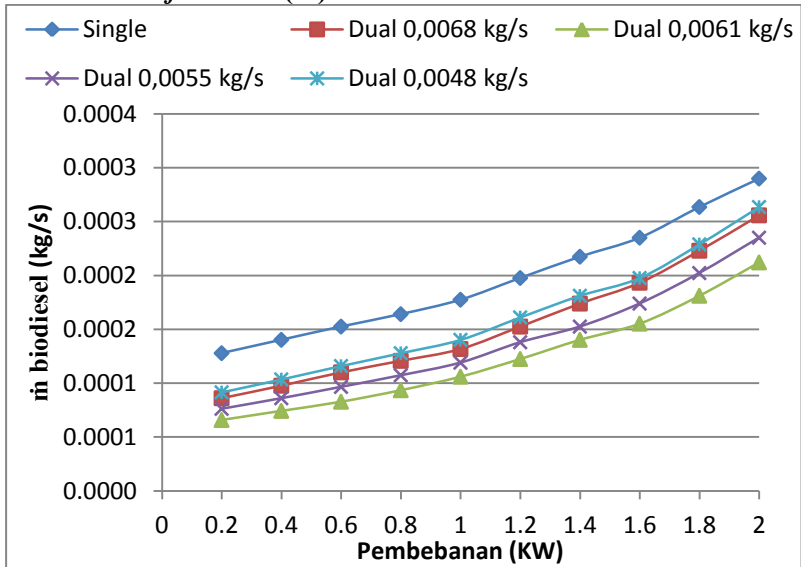
Apabila kita generalisir maka bentuk grafik tekanan efektif rata-rata fungsi beban listrik di atas membentuk garis lurus linier mengikuti bentuk ideal dari grafik torsi fungsi beban listrik dengan mengabaikan bentuk perbedaan nilai torsi yang cukup kecil antara masing-masing garis sesuai dengan variasi laju alir massa udara.

Pengamatan yang lebih detail menunjukkan pada beban 200 s.d. 800 Watt pada gambar 4.3 menunjukkan model yang demikian. Akan tetapi apabila kita tinjau pada beban 1000 s.d. 2000 Watt bentuk garis-garis yang menghubungkan beberapa titik sesuai dengan variasi laju alir massa udara membentuk hubungan yang tidak stabil dan ada perbedaan yang sedikit lebih besar dari beban di bawahnya, hal ini disebabkan adanya perbedaan nilai voltase yang dimulai dari beban 1000 Watt. Kemudian ketidakstabilan voltase listrik ini kemudian mempengaruhi nilai daya engine yang dihasilkan oleh engine, dimana daya engine sebagai variabel pembentuk nilai bmep, mempengaruhi nilai bmep yang direpresentasikan melalui grafik tekanan efektif rata-rata fungsi beban listrik yang demikian.

Dalam keadaan ideal, *bmep* umumnya lebih besar dari tekanan atmosfer. Namun pada data awal pengujian ini terlihat bahwa nilai bmep berada di bawah tekanan atmosfer. Hal ini dimungkinkan karena tekanan yang ditampilkan adalah tekanan alat ukur, sehingga untuk mendapatkan tekanan absolute harus ditambah dengan tekanan atmosfer. Selain hal tersebut, nilai *bmep* yang berada di bawah tekanan atmosfer dimungkinkan karena generator tersebut dioperasikan di bawah kondisi operasi minimal yang disyaratkan, akibatnya performa yang dihasilkan pada pembebanan awal tidak akan optimal.

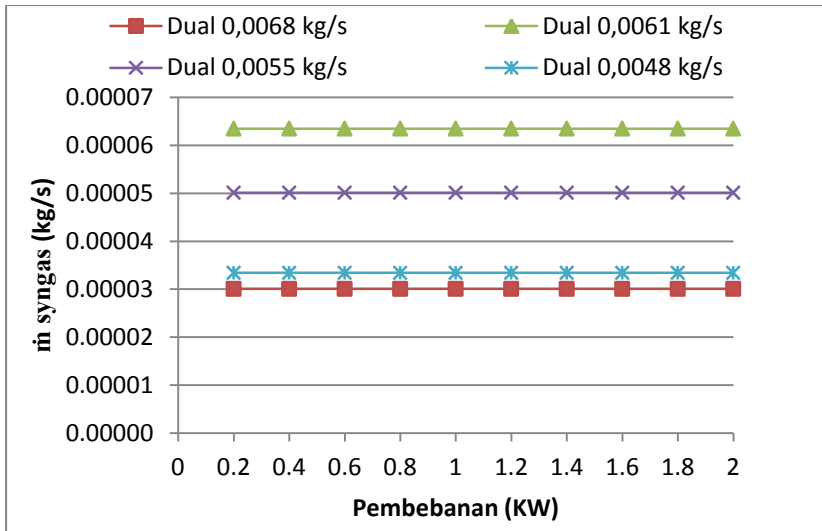
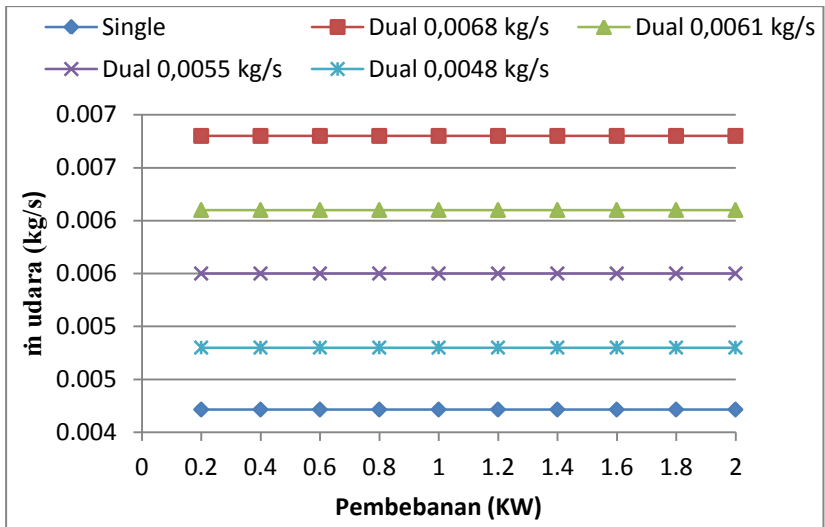


#### 4.7.4 *Mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) bahan bakar dan udara

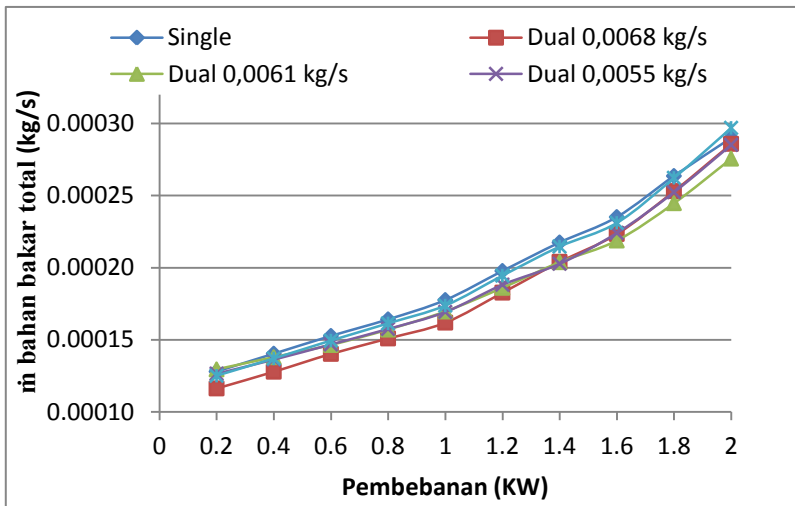


Gambar 4.4 Grafik  $\dot{m}$  Biodiesel fungsi Beban

Dari gambar 4.4 dapat diketahui bahwa laju alir massa biodiesel akan naik seiring bertambahnya beban. Hal ini disebabkan ketika beban dinaikkan maka putaran dari mesin diesel akan berkurang. Untuk membuat putaran menjadi tetap konstan 2000 rpm maka suplai biodiesel diperbanyak dengan mekanisme *governor*. Dan apabila ditinjau pada satu titik pembebanan, maka dapat dilihat bahwa semakin besar laju alir massa udara maka biodiesel yang masuk ke ruang bakar menjadi berkurang. Hal ini disebabkan karena meningkatnya laju alir massa *syngas* seiring bertambahnya laju alir massa udara sampai pada titik tertinggi yaitu pada  $\dot{m}$  udara 0,0061 kg/s. Sehingga meningkatnya  $\dot{m}$  *syngas* dapat menggantikan sejumlah biodiesel. Selain itu faktor penambahan laju alir udara yang menyebabkan pembakaran menjadi lebih sempurna juga mempengaruhi berkurangnya laju alir massa biodiesel.

Gambar 4.5 Grafik  $\dot{m}$  Syngas fungsi BebanGambar 4.6 Grafik  $\dot{m}$  Udara fungsi Beban

Dari gambar 4.5 dan 4.6 dapat diketahui bahwa laju alir massa udara dan syngas akan konstan seiring bertambahnya beban. Hal ini disebabkan pada pengujian, putaran mesin dibuat konstan pada tiap penambahan beban sehingga hisapan yang diberikan oleh silinder menjadi tetap, mesin diesel disebut juga *motor constant air supply* pada putaran yang sama. Hal tersebut juga terjadi pada laju alir massa *syngas* karena *syngas* masuk melalui saluran *inlet* udara. Dan apabila ditinjau pada satu titik pembebanan, maka dapat dilihat bahwa semakin besar laju alir massa udara maka *syngas* yang masuk ke ruang bakar menjadi bertambah sampai pada titik tertinggi pada  $\dot{m}$  udara 0,0061 kg/s. Hal ini disebabkan meningkatnya kecepatan alir udara yang melintasi *throat* pada *venturi* sehingga tekanan pada *throat* menjadi berkurang dan membuat laju alir massa *syngas* menjadi bertambah.

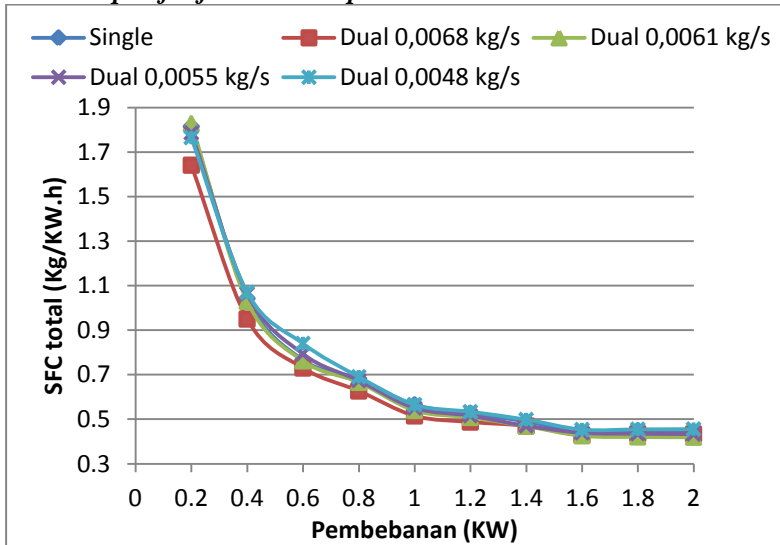


Gambar 4.7 Grafik  $\dot{m}$  Bahan Bakar Total fungsi Beban

Dari gambar 4.7 dapat diketahui bahwa laju alir massa bahan bakar total (*syngas* dan biodiesel) akan naik seiring bertambahnya beban. Hal ini disebabkan ketika beban dinaikkan

maka putaran dari mesin diesel akan berkurang. Untuk membuat putaran menjadi tetap konstan 2000 rpm maka suplai biodiesel diperbanyak dengan mekanisme *governor*, meski suplai *syngas* konstan. Dan apabila ditinjau pada satu titik pembebanan, maka dapat dilihat bahwa semakin besar laju alir massa udara maka laju alir massa bahan bakar total akan berkurang. Hal ini disebabkan *syngas* semakin efektif dalam menggantikan biodiesel seiring bertambahnya  $\dot{m}$  udara karena udara mendukung pembakaran yang semakin sempurna.

#### 4.7.5 *Specific fuel consumption*



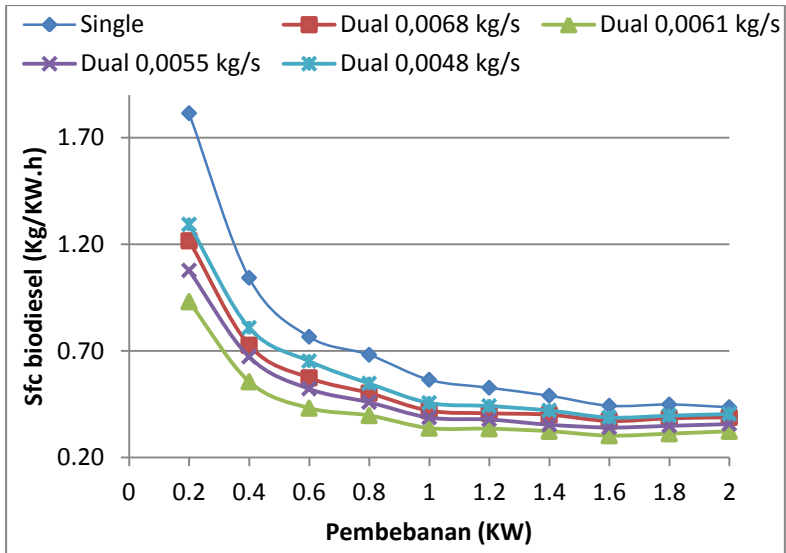
Gambar 4.8 Grafik SFC *Single Fuel* dan *Dual Fuel* fungsi Beban

Dari gambar 4.8 terlihat pada *dual fuel* dengan variasi  $\dot{m}$  udara 0,0048 kg/s adalah kondisi maksimum dengan nilai *sfc* yang terbesar. Apabila diambil satu kondisi beban listrik maka akan terlihat setiap penambahan  $\dot{m}$  udara akan membuat *sfc* semakin turun meski perbedaannya masih tergolong kecil. Hal ini disebabkan rasio penurunan laju alir massa biodiesel lebih besar

dibanding rasio peningkatan laju alir massa *syngas* seiring bertambahnya laju alir massa udara karena pembakaran yang semakin sempurna. Jika dibandingkan dengan kondisi *single fuel*, kondisi *dual fuel* memiliki *sfc* yang cenderung lebih kecil dengan penambahan laju alir massa udara. Hal ini disebabkan pembakaran semakin sempurna apabila udara yang masuk ke ruang bakar semakin banyak sehingga biodiesel yang diinjeksikan ke ruang bakar semakin berkurang. Persamaan *sfc* secara umum sebagai berikut,

$$sfc_{dual} = \frac{3600.(m_{biodieseldual} + m_{syngas})}{Ne}$$

Berdasarkan grafik *sfc* fungsi beban, nilai *sfc* untuk semua pengujian mengalami penurunan dengan bertambahnya pembebanan. Saat keadaan *dual fuel*, konsumsi *syngas* terjaga konstan akibat debit udara yang melalui *mixer venturi* konstan untuk setiap pembebanan. Namun, seiring dengan penambahan beban dan *mass flowrate syngas* yang konstan, waktu konsumsi biodiesel akan meningkat. Tetapi rasio penambahan beban lebih besar dari pada rasio peningkatan konsumsi biodiesel sehingga nilai *sfc* menurun dengan penambahan beban, pada massa alir udara yang sama.



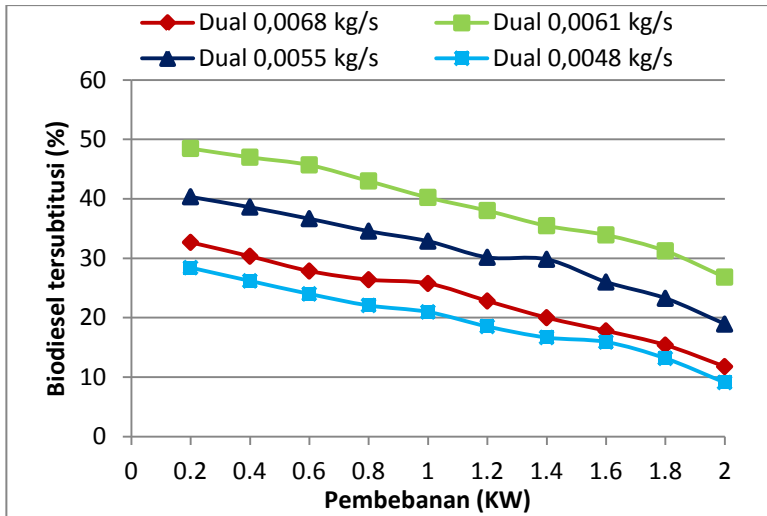
Gambar 4.9 Grafik SFC Biodiesel fungsi Beban

Pada gambar 4.9 menunjukkan perbandingan konsumsi bahan bakar spesifik biodiesel saja untuk *single fuel* dan pada saat *dual fuel* dioperasikan. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa secara umum konsumsi biodiesel mengalami penurunan dengan adanya penambahan jumlah *syngas* yang masuk ke dalam ruang bakar melalui variasi penambahan  $m$  udara. Ini berarti bahwa jumlah *syngas* yang masuk ke ruang bakar dapat menggantikan sejumlah bahan bakar biodiesel untuk mendapatkan daya yang dibutuhkan untuk mengatasi beban listrik.

Dari grafik terlihat bahwa *sfc* tertinggi pada saat beban terendah dan terus mengalami penurunan dengan bertambahnya beban hingga paling rendah rata-rata pada beban 1600 s.d. 1800 Watt, kemudian *sfc* untuk biodiesel naik kembali. Berdasarkan analisa dengan menggunakan persamaan di atas, besar *sfc* hanya dipengaruhi oleh besarnya perubahan daya engine ( $N_e$ ) dan massa bahan bakar ( $m_{bb}$ ) biodiesel. Daya engine naik seiring dengan kenaikan beban listrik sementara waktu konsumsi bahan bakar

biodiesel semakin singkat. Pada kisaran beban 1600 s.d. 1800 Watt adalah kondisi optimal dimana waktu dan daya yang diberikan memberikan nilai *sfc* paling rendah. Fenomena yang ditampilkan dalam kondisi ini adalah AFR pada pengujian engine putaran stasioner selalu berubah berdasarkan beban yang diberikan. Namun tidak setiap nilai AFR dapat menghasilkan pembakaran yang optimal. Pada beban kecil, AFR yang terbentuk adalah campuran yang lebih miskin sehingga untuk menghasilkan daya efektif sebesar 1 KW selama 1 jam dibutuhkan lebih banyak campuran bahan bakar. Semakin besar beban maka AFR akan bergeser ke arah campuran yang lebih kaya, namun belum tentu setiap campuran yang kaya mampu menghasilkan daya efektif sebesar 1 KW.

Untuk pembebanan yang sama, nilai *sfc* semakin turun dengan bertambahnya *mass flow rate* udara. Hal ini disebabkan dengan semakin besar penambahan *mass flow rate* udara, akan menyebabkan *mass flowrate syngas* meningkat, sehingga *mass flow rate* biodiesel semakin kecil karena *syngas* membuat pembakaran semakin besar. Jika pembakaran besar otomatis *governor* akan menurunkan debit bahan bakar biodiesel . Berdasarkan perumusan *sfc*, *mass flow rate syngas* yang semakin bertambah akan menyebabkan *sfc* biodiesel turun. Dengan naiknya *mass flow rate syngas*, *mass flowrate* biodiesel akan turun dan faktor inilah yang menyebabkan *sfc* turun.



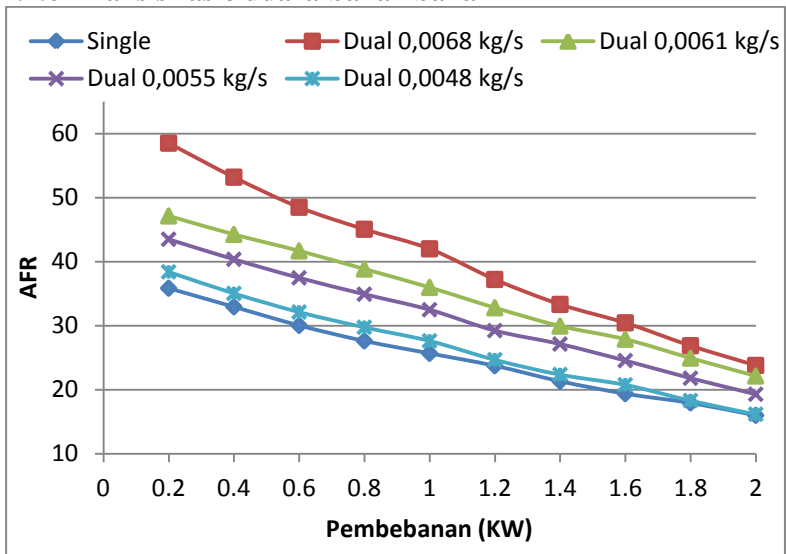
Gambar 4.10 Grafik Substitusi Biodiesel Oleh Syngas fungsi Beban

Melalui gambar 4.10 dapat dilihat jumlah persentase biodiesel yang digantikan oleh *syngas* setiap penambahan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara dan beban listrik. Setiap kenaikan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara yang keluar dari blower diikuti kenaikan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) *syngas* yang masuk ke dalam ruang bakar. Sementara, setiap kenaikan laju alir massa *syngas*, maka besarnya jumlah persentase biodiesel yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar untuk menjaga putaran engine konstan akan semakin turun. Sehingga jumlah persentase biodiesel yang digantikan akan semakin besar. Saat beban listrik semakin besar, jumlah biodiesel semakin banyak untuk menjaga putaran konstan sehingga persentase penggantian semakin kecil. Pada grafik tersebut terlihat bahwa jumlah persentase penggantian biodiesel yang terbesar terjadi pada variasi *mass flowrate* ( $\dot{m}$ ) udara 0,0061 kg/s. Hal ini disebabkan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) *syngas* yang masuk ke ruang bakar maksimal. Sedangkan pada penambahan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara 0,0068 kg/s menyebabkan debit *syngas* turun sehingga



penggantian biodiesel menjadi turun. *Syngas* menjalani perannya sebagai *secondary fuel* dengan baik, meskipun perannya tidak dapat menggantikan biodiesel 100 %. Biodiesel dibutuhkan tidak hanya sebagai *primary fuel/pilot fuel* tetapi juga sebagai pelumas pada bagian pompa bahan bakar minyak. *Syngas* memiliki kelebihan untuk mencapai homogenitas campuran udara-bahan bakar, sehingga diharapkan periode tunda (*delay period*) proses pembakaran dalam ruang bakar semakin pendek.

#### 4.7.6 Analisis rasio udara-bahan bakar



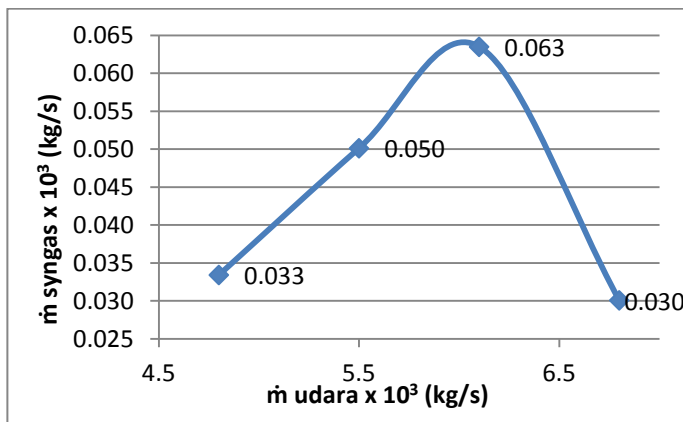
Gambar 4.11 Grafik Air Fuel Ratio fungsi Beban

Pada grafik terlihat pada penambahan laju alir massa udara 0,0048 kg/s merupakan kondisi AFR terendah pada *dual fuel*, sedangkan pada penambahan laju alir massa udara sebesar 0.0068 kg/s merupakan kondisi AFR tertinggi. Bertambahnya beban listrik menyebabkan AFR berkurang disebabkan pertambahan beban listrik sejalan dengan pertambahan bahan bakar biodiesel, sementara laju alir massa udara dan *syngas* selalu

konstan untuk setiap satu kondisi variasi  $\dot{m}$  udara sesuai dengan perumusan :

$$AFR = \frac{\dot{m}_{\text{udara}}}{\dot{m}_{\text{biodiesel dual}} + \dot{m}_{\text{syngas}}}$$

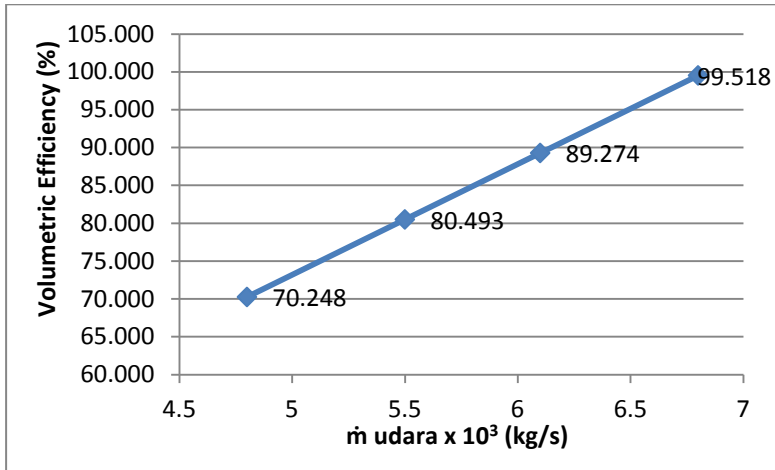
Disebutkan bahwa idealnya AFR berada dalam kisaran  $18 \leq AFR \leq 70$ . Hal ini menunjukkan bahwa pengujian *single fuel* telah mencapai syarat AFR ideal dan pengujian pada kondisi *dual fuel* dengan penambahan laju alir massa udara juga telah mencapai syarat AFR ideal.



Gambar 4.12 Grafik Hubungan *Mass Flow Rate* ( $\dot{m}$ ) Udara dan Syngas

Pada setiap peningkatan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara akan diikuti oleh peningkatan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) syngas akibat adanya peningkatan kecepatan aliran pada *mixer venturi* yang disertai dengan penurunan tekanan pada throat. Peningkatan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) syngas paling besar terjadi pada variasi *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara 0,0061 kg/s. Akan tetapi pada peningkatan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara 0,0068 kg/s malah membuat *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) syngas menurun drastis. Hal ini disebabkan kemampuan ruang bakar untuk menampung volume campuran udara-bahan bakar hampir mencapai batas tertinggi (100%), sehingga terjadi

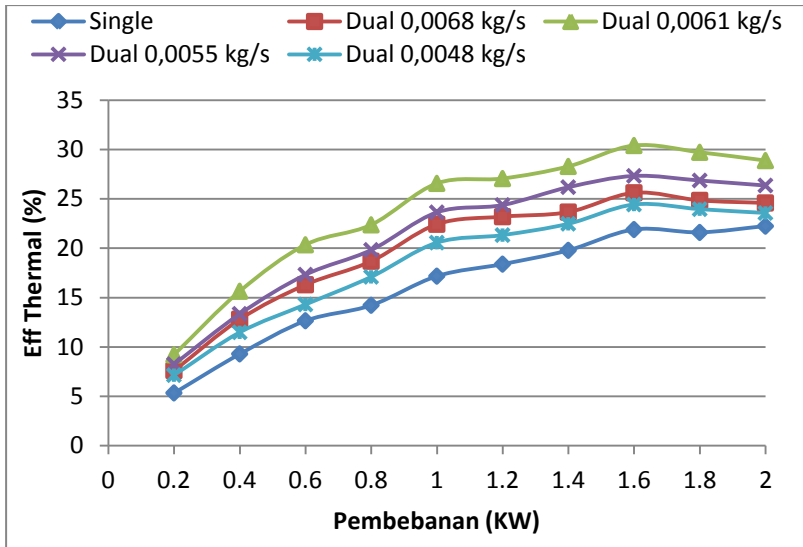
penumpukan aliran massa udara pada *mixer venturi* yang diiringi peningkatan tekanan pada throat karena debit udara lebih besar dibanding debit *syngas*. Kemampuan ruang bakar untuk menampung volume campuran udara-bahan bakar yang masuk ditunjukkan melalui grafik hubungan efisiensi volumetric fungsi  $\dot{m}$  udara.



Gambar 4.13 Grafik Hubungan Efisiensi Volumetrik fungsi  $\dot{m}$  udara

#### 4.7.7 Analisis efisiensi *thermal*

Effisiensi *thermal* adalah perbandingan antara bahan bakar yang dapat diubah menjadi energi dengan nilai kalor yang terkandung dalam bahan bakar (LHV). Berikut adalah gambar dari grafik efisiensi *thermal*:



Gambar 4.14 Grafik Efisiensi *Thermal* fungsi Beban

Dari gambar 4.14 terlihat bahwa efisiensi termal tertinggi ada pada penggunaan *dual fuel* dengan variasi  $m$  udara 0,0061 kg/s, dan kemudian diikuti penurunan nilai efisiensi termal saat laju alir massa udara menurun. Hal ini disebabkan saat laju alir massa udara meningkat maka laju alir massa *syngas* bertambah dan laju alir massa biodiesel menurun, sementara biodiesel memiliki LHV yang jauh lebih tinggi dari *syngas*.

Tentunya peran penambahan laju alir massa udara sangat penting karena dapat mendukung pembakaran yang lebih sempurna, sehingga efisiensi *thermal* menjadi lebih baik. Akan tetapi jika dilihat lebih detail, disaat penambahan laju alir mass udara 0,0068 kg/s efisiensi *thermal* malah turun. Hal ini dikarenakan *dual fuel* yang dioperasikan pada kondisi tersebut telah mencapai titik tertinggi untuk memasukkan campuran udara-bahan bakar. Sehingga laju alir massa *syngas* menjadi menurun dan laju alir massa biodiesel menjadi naik. Tetapi efisiensi *thermal* pada variasi  $m$  udara 0,0068 kg/s masih lebih

tinggi dibanding pada variasi  $\dot{m}$  udara 0,0048 kg/s, meskipun laju alir massa *syngas* lebih besar pada kondisi  $\dot{m}$  udara 0,0048 kg/s. Hal ini disebabkan konsentrasi udara yang lebih tinggi membuat AFR yang dihasilkan juga lebih tinggi, sehingga pembakaran akan lebih sempurna.

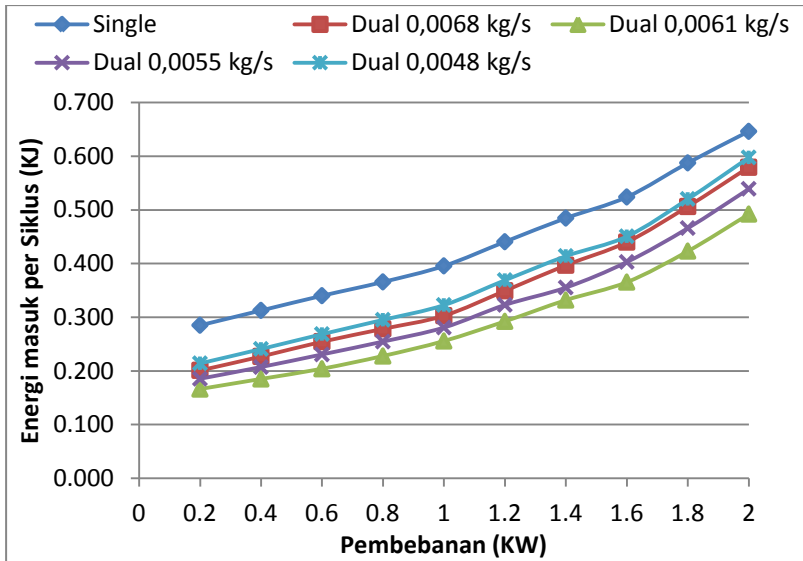
Grafik juga menunjukkan bahwa efisiensi termal maksimum untuk kondisi *single-fuel* dan kondisi *dual-fuel* berada pada kisaran beban (1600-1800) Watt . Kemudian setelah itu efisiensi termal menurun karena jumlah energi input yang masuk ke ruang bakar sudah terlalu besar atau campuran dalam ruang bakar kaya akan bahan bakar. Melalui persamaan umum efisiensi termal :

$$\eta_{th} = \left( \frac{Ne}{((\dot{m}_{syngas} \cdot LHV_{syngas}) + (\dot{m}_{biodiesel\ dual} \cdot LHV_{biodiesel}))} 100\% \right)$$

Dapat dilihat bahwa ada hubungan antara sfc dengan nilai efisiensi thermal dimana nilai sfc merupakan kebalikan dari nilai efisiensi *thermal* atau sebaliknya. Dimana saat sfc turun hingga nilai terendah maka efisiensi *thermal* naik hingga bernilai maksimum, yang menggambarkan bahwa dengan naiknya efisiensi termal maka semakin banyak bahan bakar yang dapat dikonversi selama proses pembakaran menjadi daya yang dikeluarkan melalui poros mesin. Saat nilai sfc naik kembali maka nilai efisiensi *thermal* turun yang mengindikasikan semakin banyak bahan bakar yang terbuang bersama gas sisa pembakaran karena tidak dapat dikonversi menjadi daya mesin pada saat proses pembakaran berlangsung di ruang bakar.

#### 4.7.8 Analisis energi input per siklus

Energi input per siklus adalah energi yang dibutuhkan dalam setiap siklus kerja dari sebuah motor pembakaran dalam. Berikut adalah grafik energi input per siklus terhadap pembebanan.



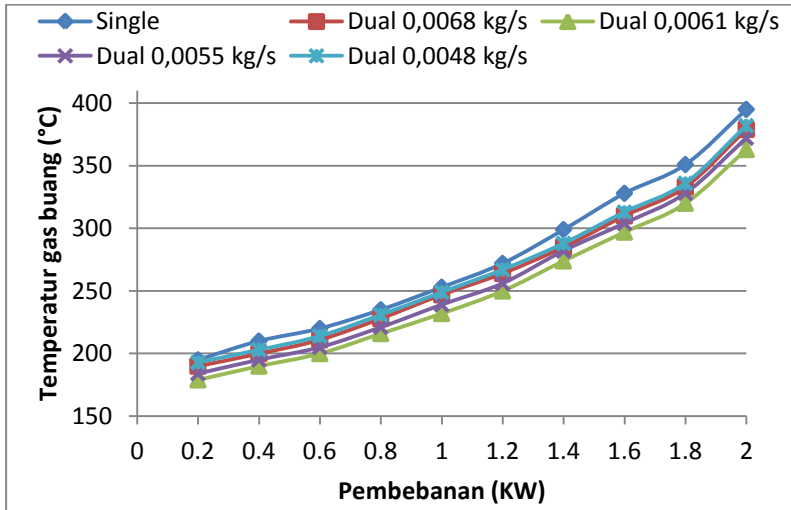
Gambar 4.15 Grafik Perubahan Energi Input per Siklus fungsi Beban

Dari grafik di atas menunjukkan bahwa dengan semakin banyak nya laju alir massa udara yang masuk ke ruang bakar akan menyebabkan energi input per siklus menjadi menurun sampai pada titik terendah yaitu pada variasi  $\dot{m}$  udara 0,0061 kg/s. Apabila laju alir massa udara semakin ditambahkan maka laju alir massa *syngas* akan semakin bertambah sehingga laju alir massa biodiesel menjadi berkurang, sementara biodiesel memiliki LHV yang jauh lebih besar dari pada *syngas*. Hal ini sesuai dengan perumusan energi per siklus:

$$\begin{aligned} \text{Energi input per siklus} &= (t \times \dot{m}_{\text{biodiesel dual}} \times LHV_{\text{biodiesel}}) \\ &+ (t \times \dot{m}_{\text{syngas}} \times LHV_{\text{syngas}}) \end{aligned}$$

Persamaan diatas diketahui peningkatan debit biodiesel menyebabkan kenaikan energi per siklus yang lebih besar dibandingkan kehilangan energi akibat penurunan debit *syngas*.

#### 4.7.9 Analisis temperatur gas buang



Gambar 4.16 Grafik Perubahan Temperatur Gas Buang fungsi Beban

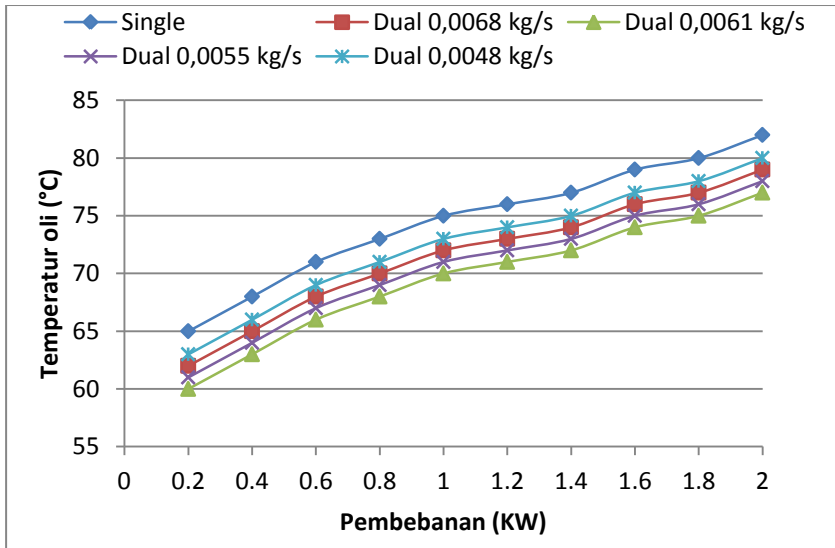
Grafik di atas menunjukkan pengaruh laju alir massa udara terhadap temperatur gas buang setiap kenaikan beban listrik. Dalam grafik digambarkan bahwa adanya peningkatan temperatur gas buang terhadap kenaikan beban, yang disebabkan bertambahnya jumlah energi input ke dalam ruang bakar untuk memberikan daya engine terhadap kenaikan beban listrik.

Selain itu grafik juga menunjukkan penurunan nilai temperatur gas buang setiap kenaikan laju alir massa udara. Hal ini disebabkan karena jumlah energi input yang semakin berkurang seiring bertambahnya laju alir massa udara. Semakin laju alir massa udara ditambahkan maka biodiesel yang

tersubstitusi semakin banyak. Sedangkan biodiesel memiliki nilai LHV yang tinggi. Selain itu, apabila campuran bahan bakar menjadi terlalu kaya menyebabkan pembakaran menjadi kurang sempurna dan sebagian bahan bakar akan terbakar pada fase *after burning* sehingga menyebabkan temperatur gas buang menjadi meningkat karena fase *after burning* terjadi sebelum katup buang terbuka.

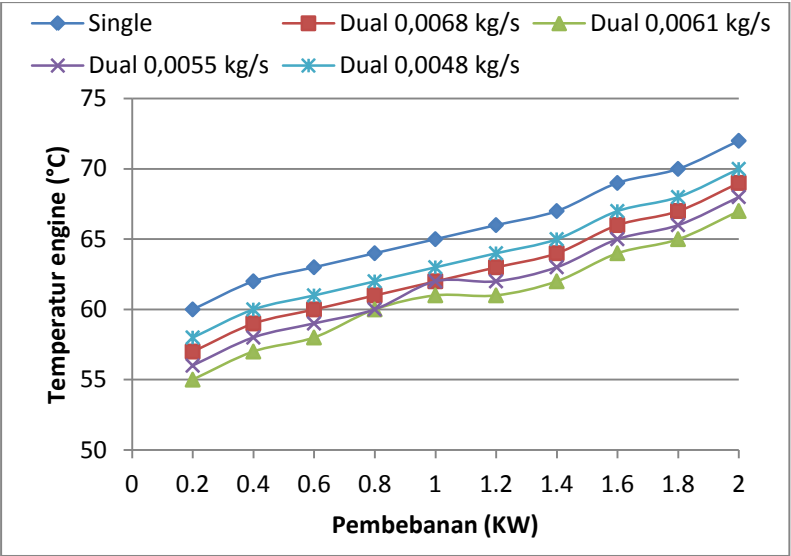
#### 4.7.10 Analisis temperatur oli, engine dan pendingin

Data yang diambil untuk temperatur gas buang didukung dengan data yang diambil untuk oli, engine dan cairan pendingin (*coolant*) di bawah ini :

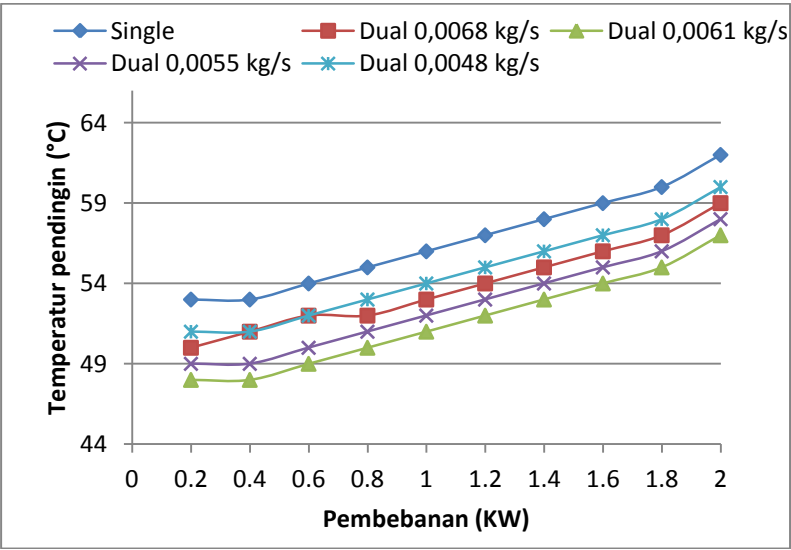


Gambar 4.17 Grafik Temperatur Oli Fungsi Beban





Gambar 4.18 Grafik Temperatur Engine Fungsi Beban.



Gambar 4.19 Grafik Temperatur Pendingin Fungsi Beban

Pada grafik terlihat dengan kenaikan beban listrik menyebabkan kenaikan temperatur di ketiga titik. Temperature ini meningkat juga pada setiap variasi *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara yang bertambah. Dikarenakan jumlah energi input yang semakin berkurang seiring bertambahnya laju alir massa udara. Semakin laju alir massa udara ditambahkan maka biodiesel yang tersubstitusi semakin banyak. Sedangkan biodiesel memiliki nilai LHV yang tinggi. Selain itu, apabila campuran bahan bakar menjadi terlalu kaya menyebabkan pembakaran menjadi kurang sempurna dan sebagian bahan bakar akan terbakar pada fase *after burning* sehingga menyebabkan temperatur gas buang menjadi meningkat karena fase *after burning* terjadi sebelum katup buang terbuka.. Oleh karena itu dengan bertambahnya *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara maka temperature di ketiga titik tersebut semakin tinggi.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Dari hasil penelitian dan pengujian yang dilakukan dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut :

- a. Pada sistem *dual-fuel* biodiesel *syngas* dapat mengurangi konsumsi biodiesel maksimal sebesar 48,485% dari kondisi *single-fuel* pada penambahan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara 0,0061 kg/s.
- b. Pada penambahan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara menggunakan blower, akan diikuti oleh peningkatan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) *syngas* yang masuk sampai pada titik maksimum kondisi *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara 0,0061 kg/s. Setelah itu *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) *syngas* turun.
- c. Nilai *specific fuel consumption* (sfc) biodiesel rata-rata mengalami penurunan tertinggi sebesar 41,19% dibandingkan *single fuel* pada kondisi penambahan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara 0,0061 kg/s.
- d. Diesel *dual-fuel* dengan penambahan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara dapat menaikkan AFR rata-rata tertinggi sebesar 73% dibandingkan pada *single fuel* pada kondisi penambahan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara 0,0068 kg/s..
- e. Rata-rata *effisiensi thermal* sistem *dual-fuel* mengalami peningkatan tertinggi sebesar 46,4% dibandingkan *single fuel* pada kondisi penambahan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara 0,0061 kg/s.
- f. Nilai dari rata-rata energi input per siklus pada sistem *dual-fuel* mengalami penurunan tertinggi sebesar 32,87% dibandingkan *single fuel* pada kondisi penambahan *mass flow rate* ( $\dot{m}$ ) udara 0,0061 kg/s.

## 5.2 **Saran**

Adapun saran dari pengujian adalah sebagai berikut :

- a. Diesel yang digunakan perlu menggunakan diesel dengan volume silinder yang lebih besar lagi untuk dapat memanfaatkan produksi *syngas* secara lebih efisien.
- b. Perlu adanya alat pembersih tar dan kadar uap air pada *syngas*.
- c. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut dengan menambahkan analisa emisi gas buang.

## DAFTAR PUSTAKA

1. Dinas Kebersihan dan Pertamanan (DKP) Kota Surabaya, 2009. Surabaya, Indonesia.
2. Suyitno, Techn. 2007. “Teknologi Gasifikasi Biomasa untuk Penyediaan Listrik dan Panas Skala Kecil Menengah”. **Dalam Kumpulan Potret Hasil Karya IPTEK**. UNS Press. Surakarta.
3. Yuwono, I. 2016. **Studi Eksperimental Gasifikasi Briket Municipal Solid Waste dwngan Reaktor Gasifikasi tipe Downdraft Berpengendali Suhu Otomatis pada Zona Partial Combustion** .Thesis. Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.
4. Sudarmanta , Bambang. 2015. “Dual Fuel Engine Performance Using Biodiesel dan Syn-gas from Rice Husk Downdraft Gasification for Power Generation”. **International Seminaron Sustainable Biomass Production and Utilization : Challenges and Oportunities**.
5. Budi, Ari dan Sudarmanta, Bambang. 2013. “Karakterisasi unjuk kerja mesin diesel generator set sistem dual fuel solar dan biogas dengan penambahan fan udara sebagai penyuplai udara”. **Seminar Nasional Pascasarjana XI – ITS**. Surabaya 15 Agustus 2013. Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.
6. Rizkal, Achmad dan Sudarmanta, Bambang. 2016. “Karakterisasi unjuk kerja diesel engine generator set sistem dual fuel solar-syngas hasil gasifikasi briket municipal solid waste (MSW) secara langsung”. **Jurnal Teknik Mesin ITS Vol. 5 No. 2 (2016)**. Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.
7. Pianthong, Kulacathe., Thaiyasuit, Prachasanti., Saengmanee, Veerayot N. dan Nun-Jaruwong, Sorawit. 2011. “Investigation on Performances of the Engine for Electrical Power Generator Using Biomass Gases and

- Biodiesel as Fuels”. **GMSARN International Journal** **5**. (2011) 11 - 18.
8. Kawano, D. Sungkono. 2014. **Motor Bakar Torak (Diesel)**. Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, Surabaya.
  9. Nasution, A.S. 2010. **Proses Pembuatan Bahan Bakar Bensin dan Solar Ramah Lingkungan**. Pusat penelitian dan pengembangan teknologi minyak dan gas bumi, Jakarta.
  10. Higman, Christ & van der Burgt, Maarten. 2008. **GASIFICATION**. Elsevier Inc.
  11. Rollinson, Andrew & Williams, Orla. 2016. “Experiments On torrefied wood pellet: study by gasification and characterization for waste biomass to energy applications”. **rsos.royalsocietypublishing.org R. Soc. open sci. 3: 150578**. Departmen of Engineering University of Nottingham, UK.
  12. Mathur, M.L.,& Sharma, R.P. 1980. **A Course in Internal Combustion Engine 3<sup>rd</sup> edition**, Dhanpat Rai & Sons, Nai Sarak, Delhi.
  13. Heywood, J.B. 1988. **Internal Combustion Engine Fundamentals**, Mc.Graw Hill, London.
  14. Sahoo, B.B., Sahoo, N. & Saha, U.K. 2010. “Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel diesel engines-A critical review”. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** **13 (2009) 1151-1184**. Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology, India.
  15. Slawomir Luft. 2008. **Attempt to Compare Basic Combustion Parameters of A Dual-Fuel Compression Ignition Engine for Various Main Fuels and Their Delivery Modes**. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Krakowskiej.
  16. N.Tippawong, A., Promwungkwa, P., Rerkkriangkrai. 2006. **Long-term Operation of A Small Biogas/Diesel**

**Dual-Fuel Engine for On-Farm Electricity Generation.** Chiang Mai University, Thailand.

17. Gemilang, Satrio E dan Sudarmanta, Bambang. 2015. "Karakterisasi unjuk kerja mesin diesel sistem dual fuel biodiesel-syngas hasil gasifikasi municipal solid waste dengan variasi air fuel ratio (AFR) menggunakan blower". **JURNAL TEKNIK ITS Vol 4, No. 1, (2015), ISSN: 2337-3539 (2301-9271 Print)**. Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.
18. Khandal SV, Bunapurmath NR, Yaliwal VS, Manavendra G, Akshay PM, et al. 2015. "Effect of Turbo Charging on the Performance of Dual Fuel (DF) Engine Operated on Rice Bran Oil Methyl Ester (RBOME) and Coconut Shell Derived Producer Gas Induction". **J Pet Environ Biotechnol 6: 216**. India.
19. Tammam. Z 2012. **Karakterisasi unjuk kerja mesin diesel generator set sistem dual fuel solar dan snygas batubara**. Tesis. Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.
20. Bedoya, I.D. 2009. "Effect of Mixing System and Pilot Fuel Quality on Diesel-Biogas Dual Fuel Engine Performance". **Bioresearch Technology Volume 100, Issue 24**. December 2009, Pages 6624-6629, Colombia.
21. Robert W. Fox, Alan T. McDonald, Philip J.Pritchard. 2010. **Introduction to Fluid Mechanics 7<sup>th</sup> edition**, John Wiley & Sons, Denver.



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## LAMPIRAN

### Lampiran 1: Data pengujian *single fuel* biodiesel

Beban (W)	Arus (A)	Tegangan (V)	Waktu konsumsi biodiesel (s)	Putaran (rpm)	Temperatur (°C)			
					Engine	Gas buang	Oli	Pendingin
200	1	217	68	2004	60	195	65	53
400	1.9	218	62	2005	62	210	68	53
600	2.8	219	57	2002	63	220	71	54
800	3.4	218	53	2001	64	235	73	55
1000	4.4	220	49	2005	65	253	75	56
1200	5.2	222	44	2004	66	272	76	57
1400	6.1	224	40	2003	67	299	77	58
1600	7.2	227	37	2005	69	328	79	59
1800	8	226	33	2001	70	351	80	60
2000	9.1	225	30	2001	72	395	82	62

Daya (KW)	Torsi (N.m)	bmeep (Pa)	m dot biodiesel (kg/s)	Sfc (kg/KW.h)	AFR	eff thermal (%)	m dot udara (kg/s)	energi per siklus (KJ)
0.000	0.000	0.000	0.000118	0.000	35.850	0.000	0.0042	0.262
0.254	7.599	43108.208	0.000128	1.815	32.943	5.341	0.0042	0.285
0.484	14.497	82283.040	0.000140	1.043	30.036	9.295	0.0042	0.313
0.717	21.494	121815.452	0.000153	0.766	27.614	12.650	0.0042	0.340
0.867	25.994	147243.335	0.000164	0.682	25.676	14.218	0.0042	0.366
1.132	33.880	192298.365	0.000178	0.565	23.738	17.167	0.0042	0.396
1.350	40.424	229327.720	0.000198	0.527	21.316	18.384	0.0042	0.441
1.598	47.872	271442.651	0.000218	0.490	19.378	19.782	0.0042	0.485
1.912	57.204	324682.281	0.000235	0.443	17.925	21.887	0.0042	0.524
2.115	63.407	359168.847	0.000264	0.449	15.987	21.594	0.0042	0.588
2.395	71.806	406746.800	0.000290	0.436	14.534	22.232	0.0042	0.646
1.282	6.118	217811.670	0.000197	0.721	22.915	16.255	0.004	0.438

Keterangan :



= Diukur



= Dihitung



= Rata-rata

## Lampiran 2: Data pengujian *dual fuel* biodiesel m udara 0,0048 kg/s

Beban (W)	Arus (A)	Tegangan (V)	Waktu konsumsi biodiesel (s)	Putaran (rpm)	Temperatur (°C)				Debit Syngas (L/min)
					Engine	Exhaust	Oli	Pendingin	
200	1	218	95	2002	58	193	63	51	2
400	1.8	219	84	2003	60	203	66	51	2
600	2.5	219	75	2002	61	214	69	52	2
800	3.3	218	68	2001	62	231	71	53	2
1000	4.3	220	62	2005	63	249	73	54	2
1200	5.1	220	54	2005	64	267	74	55	2
1400	6	221	48	2003	65	288	75	56	2
1600	7.1	221	44	2006	67	313	77	57	2
1800	8	222	38	2001	68	336	78	58	2
2000	9	223	33	2004	70	382	80	60	2

m syngas (kg/s)	m biodiesel (kg/s)	Daya (KW)	Torsi (N.m)	BMEP (Pa)	sfc bio (kg/KW.h)	sfc dual (kg/KW.h)	kebutuhan bio (%)	AFR	biodiesel tersubstitusi (%)	eff termal (%)	Effisiensi Volumetric (%)	Energi per siklus (KJ)
0.000033	0.000092	0.255	7.641	43306.86	1.293	1.765	71.251	38.401	28.421	7.140	70	0.214
0.000033	0.000104	0.461	13.811	78309.93	0.809	1.070	77.554	35.039	26.190	11.479	70	0.241
0.000033	0.000116	0.640	19.191	108763.80	0.652	0.840	85.120	32.125	24.000	14.300	70	0.269
0.000033	0.000128	0.841	25.229	142912.65	0.547	0.690	80.303	29.747	22.059	17.096	70	0.295
0.000033	0.000140	1.106	33.110	187927.95	0.457	0.565	80.870	27.628	20.968	20.560	70	0.323
0.000033	0.000161	1.312	39.270	222891.29	0.442	0.534	83.834	24.675	18.519	21.325	70	0.369
0.000033	0.000181	1.551	46.457	263416.98	0.421	0.498	85.872	22.360	16.667	22.471	70	0.414
0.000033	0.000198	1.835	54.891	311710.09	0.388	0.453	87.590	20.766	15.909	24.425	70	0.451
0.000033	0.000229	2.077	62.285	352811.88	0.397	0.455	88.407	18.295	13.158	23.949	70	0.520
0.000033	0.000264	2.347	70.280	398701.26	0.404	0.456	92.744	16.159	9.091	23.564	70	0.598
0.000033	0.000161	1.243	37.217	211075.27	0.581	0.733	83.355	26.520	19.498	18.631	70	0.36943

Keterangan :

- = Diukur
- = Dihitung
- = Rata-rata

### Lampiran 3: Data pengujian *dual fuel* biodiesel m udara 0,0055 kg/s

Beban (W)	Arus (A)	Tegangan (V)	Waktu konsumsi biodiesel (s)	Putaran (rpm)	Temperatur (°C)				Debit Syngas (L/min)
					Engine	Exhaust	Oli	Pendingin	
200	1	218	114	2002	56	184	61	49	3
400	1.8	219	101	2003	58	195	64	49	3
600	2.6	219	90	2002	59	205	67	50	3
800	3.3	218	81	2001	60	221	69	51	3
1000	4.3	220	73	2005	62	239	71	52	3
1200	5.1	220	63	2005	62	256	72	53	3
1400	6	221	57	2003	63	282	73	54	3
1600	7.1	221	50	2006	65	304	75	55	3
1800	8	223	43	2001	66	328	76	56	3
2000	9	225	37	2004	68	372	78	58	3

m syngas (kg/s)	m biodiesel (kg/s)	Daya (KW)	Torsi (N.m)	BMEP (Pa)	sfc bio (kg/KW.h)	sfc dual (kg/KW.h)	kebutuhan bio (%)	AFR	biodiesel tersubstitusi (%)	eff termal (%)	Effisiensi Volumetric (%)	Energi per siklus (KJ)
0.000050	0.000076	0.255	7.641	43306.86	1.078	1.785	59.376	43.498	40.351	8.255	80	0.185
0.000050	0.000086	0.461	13.811	78309.93	0.673	1.064	64.501	40.363	38.614	13.350	80	0.207
0.000050	0.000097	0.666	19.959	113114.35	0.523	0.794	68.205	37.468	36.667	17.322	80	0.231
0.000050	0.000107	0.841	25.229	142912.65	0.460	0.674	67.415	34.913	34.568	19.828	80	0.255
0.000050	0.000119	1.106	33.110	187927.95	0.388	0.551	68.684	32.486	32.877	23.638	80	0.281
0.000050	0.000138	1.312	39.270	222891.29	0.379	0.516	71.858	29.221	30.159	24.377	80	0.323
0.000050	0.000153	1.551	46.457	263416.98	0.354	0.471	72.314	27.126	29.825	26.183	80	0.355
0.000050	0.000174	1.835	54.891	311710.09	0.341	0.440	77.080	24.540	26.000	27.322	80	0.403
0.000050	0.000202	2.087	62.565	354401.12	0.349	0.436	77.777	21.786	23.256	26.857	80	0.466
0.000050	0.000235	2.368	70.911	402277.05	0.357	0.434	81.982	19.281	18.919	26.351	80	0.539
0.000050	0.000139	1.248	37.385	212026.83	0.490	0.716	70.919	31.068	31.123	21.348	80	0.32455

Keterangan :

- = Diukur
- = Dihitung
- = Rata-rata

#### Lampiran 4: Data pengujian *dual fuel* biodiesel m udara 0,0061 kg/s

Beban (W)	Arus (A)	Tegangan (V)	Waktu konsumsi biodiesel (s)	Putaran (rpm)	Temperatur (°C)				Debit Syngas (L/min)
					Engine	Exhaust	Oli	Pendingin	
200	1	218	132	2006	55	179	60	48	3.8
400	1.9	217	117	2005	57	190	63	48	3.8
600	2.7	219	105	2003	58	200	66	49	3.8
800	3.3	220	93	2001	60	216	68	50	3.8
1000	4.4	220	82	2005	61	232	70	51	3.8
1200	5.1	221	71	2001	61	250	71	52	3.8
1400	6	223	62	2003	62	274	72	53	3.8
1600	7.1	223	56	2004	64	297	74	54	3.8
1800	8	224	48	2001	65	320	75	55	3.8
2000	9	225	41	2002	67	363	77	57	3.8

m syngas (kg/s)	m biodiesel (kg/s)	Daya (KW)	Torsi (N.m)	BMEP (Pa)	sfc bio (kg/KW.h)	sfc dual (kg/KW.h)	kebutuhan bio (%)	AFR	biodiesel tersubstitusi (%)	eff termal (%)	Effisiensi Volumetric (%)	Energi per siklus (KJ)
0.000063	0.000066	0.255	7.626	43306.86	0.931	1.827	51.279	47.140	48.485	9.206	89	0.166
0.000063	0.000074	0.482	14.431	81905.59	0.555	1.029	53.236	44.250	47.009	15.638	89	0.185
0.000063	0.000083	0.692	20.716	117464.90	0.431	0.762	56.296	41.681	45.714	20.345	89	0.204
0.000063	0.000094	0.849	25.461	144223.77	0.397	0.666	58.182	38.843	43.011	22.367	89	0.228
0.000063	0.000106	1.132	33.880	192298.36	0.337	0.539	59.756	35.969	40.244	26.561	89	0.256
0.000063	0.000123	1.318	39.528	223904.43	0.335	0.508	63.473	32.791	38.028	27.052	89	0.292
0.000063	0.000140	1.565	46.877	265800.84	0.323	0.469	65.886	29.929	35.484	28.279	89	0.332
0.000063	0.000155	1.852	55.443	314530.99	0.302	0.425	68.204	27.873	33.929	30.396	89	0.366
0.000063	0.000181	2.096	62.846	355990.36	0.311	0.420	69.364	24.924	31.250	29.712	89	0.423
0.000063	0.000212	2.368	70.982	402277.05	0.323	0.419	73.984	22.126	26.829	28.871	89	0.492
0.000063	0.000123	1.261	37.779	214170.32	0.424	0.706	61.966	34.553	38.998	23.843	89	0.29441

Keterangan :

- = Diukur  
  = Dihitung  
  = Rata-rata

### Lampiran 5: Data pengujian *dual fuel* biodiesel m udara 0,0068 kg/s

Beban (W)	Arus (A)	Tegangan (V)	Waktu konsumsi biodiesel (s)	Putaran (rpm)	Temperatur (°C)				Debit Syngas (L/min)
					Engine	Exhaust	Oli	Pendingin	
200	1	218	101	2001	57	190	62	50	1.8
400	1.9	218	89	2004	59	200	65	51	1.8
600	2.7	219	79	2004	60	211	68	52	1.8
800	3.4	218	72	2003	61	228	70	52	1.8
1000	4.4	220	66	2006	62	247	72	53	1.8
1200	5.2	222	57	2002	63	264	73	54	1.8
1400	6	223	50	2003	64	285	74	55	1.8
1600	7.2	223	45	2005	66	310	76	56	1.8
1800	8	224	39	2001	67	333	77	57	1.8
2000	9.1	223	34	2005	69	379	79	59	1.8

m syngas (kg/s)	m biodiesel (kg/s)	Daya (KW)	Torsi (N.m)	BMEP (Pa)	sfc bio (kg/KW.h)	sfc dual (kg/KW.h)	kebutuhan bio (%)	AFR	biodiesel tersubstitusi (%)	eff termal (%)	Effisiensi Volumetric (%)	Energ per siklus (KJ)
0.000030	0.000086	0.255	7.645	43306.86	1.216	1.641	67.018	58.513	32.673	7.607	100	0.201
0.000030	0.000098	0.484	14.504	82283.04	0.726	0.950	69.663	53.196	30.337	12.805	100	0.227
0.000030	0.000110	0.692	20.706	117464.90	0.573	0.730	74.824	48.501	27.848	16.300	100	0.255
0.000030	0.000121	0.867	25.968	147243.33	0.502	0.627	73.611	45.060	26.389	18.681	100	0.278
0.000030	0.000132	1.132	33.863	192298.36	0.419	0.515	74.242	42.003	25.758	22.425	100	0.303
0.000030	0.000153	1.350	40.465	229327.72	0.407	0.487	77.193	37.218	22.807	23.192	100	0.349
0.000030	0.000174	1.565	46.877	265800.84	0.400	0.469	81.698	33.321	20.000	23.655	100	0.397
0.000030	0.000193	1.878	56.196	318961.01	0.371	0.428	83.697	30.437	17.778	25.607	100	0.440
0.000030	0.000223	2.096	62.846	355990.36	0.383	0.435	85.371	26.861	15.385	24.838	100	0.506
0.000030	0.000256	2.373	71.026	403131.27	0.388	0.434	89.027	23.780	11.765	24.578	100	0.579
0.000030	0.000155	1.269	38.010	215580.77	0.539	0.672	77.634	39.889	23.074	19.969	100	0.354

Keterangan :

- = Diukur
- = Dihitung
- = Rata-rata

## Lampiran 6: Tabel properti gas pada tekanan atmosfer

TABLE A.4 Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure<sup>a</sup>

*nu*

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$
<u>Air, <math>f_t = 28.97</math> kg/kmol</u>							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	257	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536

## Sambungan lampiran 6

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$
<b>Ammonia (NH<sub>3</sub>) (continued)</b>							
400	0.5136	2.287	138	26.9	37.0	31.5	0.853
420	0.4888	2.322	145	29.7	40.4	35.6	0.833
440	0.4664	2.357	152.5	32.7	43.5	39.6	0.826
460	0.4460	2.393	159	35.7	46.3	43.4	0.822
480	0.4273	2.430	166.5	39.0	49.2	47.4	0.822
500	0.4101	2.467	173	42.2	52.5	51.9	0.813
520	0.3942	2.504	180	45.7	54.5	55.2	0.827
540	0.3795	2.540	186.5	49.1	57.5	59.7	0.824
560	0.3708	2.577	193	52.0	60.6	63.4	0.827
580	0.3533	2.613	199.5	56.5	63.8	69.1	0.817
<b>Carbon Dioxide (CO<sub>2</sub>)</b>							
280	1.9022	0.830	140	7.36	15.20	9.63	0.765
300	1.7730	0.851	149	8.40	16.55	11.0	0.766
320	1.6609	0.872	156	9.39	18.05	12.5	0.754
340	1.5618	0.891	165	10.6	19.70	14.2	0.746
360	1.4743	0.908	173	11.7	21.2	15.8	0.741
380	1.3961	0.926	181	13.0	22.75	17.6	0.737
400	1.3257	0.942	190	14.3	24.3	19.5	0.737
450	1.1782	0.981	210	17.8	28.3	24.5	0.728
500	1.0594	1.02	231	21.8	32.5	30.1	0.725
550	0.9625	1.05	251	26.1	36.6	36.2	0.721
600	0.8826	1.08	270	30.6	40.7	42.7	0.717
650	0.8143	1.10	288	35.4	44.5	49.7	0.712
700	0.7564	1.13	305	40.3	48.1	56.3	0.717
750	0.7057	1.15	321	45.5	51.7	63.7	0.714
800	0.6614	1.17	337	51.0	55.1	71.2	0.716
<b>Carbon Monoxide (CO)</b>							
200	1.6888	1.045	127	7.52	17.0	9.63	0.781
220	1.5341	1.044	137	8.93	19.0	11.9	0.753
240	1.4055	1.043	147	10.5	20.6	14.1	0.744
260	1.2967	1.043	157	12.1	22.1	16.3	0.741
280	1.2038	1.042	166	13.8	23.6	18.8	0.733
300	1.1233	1.043	175	15.6	25.0	21.3	0.730
320	1.0529	1.043	184	17.5	26.3	23.9	0.730
340	0.9909	1.044	193	19.5	27.8	26.9	0.725
360	0.9357	1.045	202	21.6	29.1	29.8	0.725
380	0.8864	1.047	210	23.7	30.5	32.9	0.729
400	0.8421	1.049	218	25.9	31.8	36.0	0.719
450	0.7483	1.055	237	31.7	35.0	44.3	0.714
500	0.67352	1.065	254	37.7	38.1	53.1	0.710
550	0.61226	1.076	271	44.3	41.1	62.4	0.710
600	0.56126	1.088	286	51.0	44.0	72.1	0.707



## Sambungan lampiran 6

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$
<b>Carbon Monoxide (CO) (continued)</b>							
650	0.51806	1.101	301	58.1	47.0	82.4	0.705
700	0.48102	1.114	315	65.5	50.0	93.3	0.702
750	0.44899	1.127	329	73.3	52.8	104	0.702
800	0.42095	1.140	343	81.5	55.5	116	0.705
<b>Helium (He)</b>							
100	0.4871	5.193	96.3	19.8	73.0	28.9	0.686
120	0.4060	5.193	107	26.4	81.9	38.8	0.679
140	0.3481	5.193	118	33.9	90.7	50.2	0.676
160	—	5.193	129	—	99.2	—	—
180	0.2708	5.193	139	51.3	107.2	76.2	0.673
200	—	5.193	150	—	115.1	—	—
220	0.2216	5.193	160	72.2	123.1	107	0.675
240	—	5.193	170	—	130	—	—
260	0.1875	5.193	180	96.0	137	141	0.682
280	—	5.193	190	—	145	—	—
300	0.1625	5.193	199	122	152	180	0.680
350	—	5.193	221	—	170	—	—
400	0.1219	5.193	243	199	187	295	0.675
450	—	5.193	263	—	204	—	—
500	0.09754	5.193	283	290	220	434	0.668
550	—	5.193	—	—	—	—	—
600	—	5.193	320	—	252	—	—
650	—	5.193	332	—	264	—	—
700	0.06969	5.193	350	502	278	768	0.654
750	—	5.193	364	—	291	—	—
800	—	5.193	382	—	304	—	—
900	—	5.193	414	—	330	—	—
1000	0.04879	5.193	446	914	354	1400	0.654
<b>Hydrogen (H<sub>2</sub>)</b>							
100	0.24255	11.23	42.1	17.4	67.0	24.6	0.707
150	0.16156	12.60	56.0	34.7	101	49.6	0.699
200	0.12115	13.54	68.1	56.2	131	79.9	0.704
250	0.09693	14.06	78.9	81.4	157	115	0.707
300	0.08078	14.31	89.6	111	183	158	0.701
350	0.06924	14.43	98.8	143	204	204	0.700
400	0.06059	14.48	108.2	179	226	258	0.695
450	0.05386	14.50	117.2	218	247	316	0.689
500	0.04848	14.52	126.4	261	266	378	0.691
550	0.04407	14.53	134.3	305	285	445	0.685

## Sambungan lampiran 6

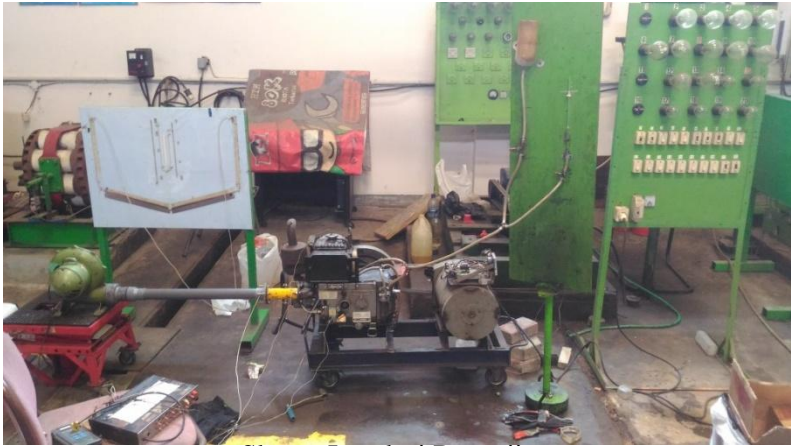
$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$
<b>Hydrogen (H<sub>2</sub>) (continued)</b>							
600	0.04040	14.55	142.4	352	305	519	0.678
700	0.03463	14.61	157.8	456	342	676	0.675
800	0.03030	14.70	172.4	569	378	849	0.670
900	0.02694	14.83	186.5	692	412	1030	0.671
1000	0.02424	14.99	201.3	830	448	1230	0.673
1100	0.02204	15.17	213.0	966	488	1460	0.662
1200	0.02020	15.37	226.2	1120	528	1700	0.659
1300	0.01865	15.59	238.5	1279	568	1955	0.655
1400	0.01732	15.81	250.7	1447	610	2230	0.650
1500	0.01616	16.02	262.7	1626	655	2530	0.643
1600	0.0152	16.28	273.7	1801	697	2815	0.639
1700	0.0143	16.58	284.9	1992	742	3130	0.637
1800	0.0135	16.96	296.1	2193	786	3435	0.639
1900	0.0128	17.49	307.2	2400	835	3730	0.643
2000	0.0121	18.25	318.2	2630	878	3975	0.661
<b>Nitrogen (N<sub>2</sub>)</b>							
100	3.4388	1.070	68.8	2.00	9.58	2.60	0.768
150	2.2594	1.050	100.6	4.45	13.9	5.86	0.759
200	1.6883	1.043	129.2	7.65	18.3	10.4	0.736
250	1.3488	1.042	154.9	11.48	22.2	15.8	0.727
300	1.1233	1.041	178.2	15.86	25.9	22.1	0.716
350	0.9625	1.042	200.0	20.78	29.3	29.2	0.711
400	0.8425	1.045	220.4	26.16	32.7	37.1	0.704
450	0.7485	1.050	239.6	32.01	35.8	45.6	0.703
500	0.6739	1.056	257.7	38.24	38.9	54.7	0.700
550	0.6124	1.065	274.7	44.86	41.7	63.9	0.702
600	0.5615	1.075	290.8	51.79	44.6	73.9	0.701
700	0.4812	1.098	321.0	66.71	49.9	94.4	0.706
800	0.4211	1.22	349.1	82.90	54.8	116	0.715
900	0.3743	1.146	375.3	100.3	59.7	139	0.721
1000	0.3368	1.167	399.9	118.7	64.7	165	0.721
1100	0.3062	1.187	423.2	138.2	70.0	193	0.718
1200	0.2807	1.204	445.3	158.6	75.8	224	0.707
1300	0.2591	1.219	466.2	179.9	81.0	256	0.701
<b>Oxygen (O<sub>2</sub>)</b>							
100	3.945	0.962	76.4	1.94	9.25	2.44	0.796
150	2.585	0.921	114.8	4.44	13.8	5.80	0.766
200	1.930	0.915	147.5	7.64	18.3	10.4	0.737
250	1.542	0.915	178.6	11.58	22.6	16.0	0.723
300	1.284	0.920	207.2	16.14	26.8	22.7	0.711

### Sambungan lampiran 6

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$
<b>Oxygen (O<sub>2</sub>) (continued)</b>							
350	1.100	0.929	233.5	21.23	29.6	29.0	0.733
400	0.9620	0.942	258.2	26.84	33.0	36.4	0.737
450	0.8554	0.956	281.4	32.90	36.3	44.4	0.741
500	0.7698	0.972	303.3	39.40	41.2	55.1	0.716
550	0.6998	0.988	324.0	46.30	44.1	63.8	0.726
600	0.6414	1.003	343.7	53.59	47.3	73.5	0.729
700	0.5498	1.031	380.8	69.26	52.8	93.1	0.744
800	0.4810	1.054	415.2	86.32	58.9	116	0.743
900	0.4275	1.074	447.2	104.6	64.9	141	0.740
1000	0.3848	1.090	477.0	124.0	71.0	169	0.733
1100	0.3498	1.103	505.5	144.5	75.8	196	0.736
1200	0.3206	1.115	532.5	166.1	81.9	229	0.725
1300	0.2960	1.125	588.4	188.6	87.1	262	0.721
<b>Water Vapor (Steam)</b>							
380	0.5863	2.060	127.1	21.68	24.6	20.4	1.06
400	0.5542	2.014	134.4	24.25	26.1	23.4	1.04
450	0.4902	1.980	152.5	31.11	29.9	30.8	1.01
500	0.4405	1.985	170.4	38.68	33.9	38.8	0.998
550	0.4005	1.997	188.4	47.04	37.9	47.4	0.993
600	0.3652	2.026	206.7	56.60	42.2	57.0	0.993
650	0.3380	2.056	224.7	66.48	46.4	66.8	0.996
700	0.3140	2.085	242.6	77.26	50.5	77.1	1.00
750	0.2931	2.119	260.4	88.84	54.9	88.4	1.00
800	0.2739	2.152	278.6	101.7	59.2	100	1.01
850	0.2579	2.186	296.9	115.1	63.7	113	1.02

<sup>a</sup>Adapted from References 8, 14, and 15.

## Lampiran 7: Foto dokumentasi penelitian



Skema Instalasi Pengujian



*Mixer Venturi (Combustion Air Gas Integration System)*

### Sambungan lampiran 7



*Syngas Pada Flare Point Sebelum Masuk Mixer Venturi*



Uji coba dan Pengambilan Data Mesin Diesel Sistem *Dual Fuel*

## BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan dari keluarga sederhana di Jayapura, 25 Mei 1993, merupakan anak pertama dari tiga bersaudara pasangan Bapak Sutjipto, dan Ibu Juli Harini.

Pendidikan formal yang ditempuh penulis yakni, dimulai pada tahun 2000-2006 di SD Muhammadiyah 1 Ponorogo. Pada tahun 2006-2009 penulis melanjutkan ke SMP N 1 Ponorogo, dan pada tahun 2009-2012 melanjutkan ke SMA N 1 Ponorogo pada Jurusan Ilmu Pengetahuan Alam (IPA) dan penulis melanjutkan studi jenjang Diploma III periode 2012-2015 di Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Jurusan D-III Teknik Mesin kerjasama ITS-Disnaker Program studi Manufaktur, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Setelah lulus jenjang D-III penulis melanjutkan studi lanjut jenjang Strata 1 periode 2015-2017 di Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Jurusan S1 Teknik Mesin Program studi Konversi Energi, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif dalam organisasi seperti FORKOM D3 Teknik Mesin Kerjasama ITS-Disnaker, Laboraturium Teknik Pembakaran dan Sistem Energi. Penulis aktif berinovasi dalam Program Kreativitas Mahasiswa (PKM) dan pernah menghasilkan dua inovasi yang didanai oleh Dikti. Penulis juga pernah tergabung dalam proyek dosen yaitu pembuatan “Biodiesel Plant Skala Lab” pesanan Universitas Internasional Semen Indonesia sebagai perancang, drafter 2D&3D serta presentasi. Pengalaman bekerja yakni pernah menjalani kerja praktek di PT. IMPACT INDONESIA di bagian produksi dan quality control pada tahun 2014.

Email : [fandiahmadekabima@gmail.com](mailto:fandiahmadekabima@gmail.com)